

---

# Aufwertung bei Axialventilatoren – Einfluss von Reynolds-Zahl, Rauheit, Spalt und Betriebspunkt auf Wirkungsgrad und Druckziffer

---

Vom Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Universität Darmstadt  
zur  
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von  
**Dipl.-Ing. Michael Heß**  
aus Frankfurt am Main

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. P. F. Pelz
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer
Tag der Einreichung:	04. Mai 2010
Tag der mündlichen Prüfung:	07. Juli 2010

Darmstadt 2010  
D 17

---



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

Hiermit versichere ich an Eides statt, die vorliegende Arbeit selbständig angefertigt und nur die genannten Hilfsmittel verwendet zu haben.

Michael Heß

Darmstadt, 26. August 2010

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fluidsystemtechnik (FST) (vormals Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik) der Technischen Universität Darmstadt im Rahmen des vom Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie geförderten Projekts „Wirkungsgradaufwertung“.

An erster Stelle danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. P. F. Pelz, Leiter des Instituts für Fluidsystemtechnik, für die Übernahme des Hauptreferats, sowie seine zahlreichen Anregungen und für viele produktive Gespräche.

Besonderer Dank gilt auch Herrn Prof. em. Dr.-Ing. B. Stoffel, dem ehemaligen Leiter des Fachgebiets Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik, für die Anregung zu dieser Arbeit und die stete, wohlwollende Unterstützung und die Übernahme des Koreferats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer, Leiter des Fachgebiets Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe, danke ich ebenfalls für die Übernahme des Koreferats.

Herzlicher Dank gilt meinen Kolleginnen und Kollegen am Institut für Fluidsystemtechnik, sowie am Fachgebiet für Flugantriebe und Gasturbinen für viele anregende Diskussionen, ihre Hilfsbereitschaft und das freundliche Arbeitsklima. Ebenfalls bedanken will ich mich bei der FST-Werkstatt für die Unterstützung während des Versuchsaufbaus und bei den zahlreichen Umbauten während der Messungen. Ein besonderer Dank gilt auch den Studenten, die mich als Studien-, Diplomarbeiter und HiWis unterstützt haben, besonders Florian.

Ein weiterer Dank geht an die Mitgliedsfirmen der Forschungsvereinigung für Luft- und Trocknungstechnik (FLT) e.V., die diese Arbeit initiiert und mit der Bereitstellung von Eigenmitteln unterstützt haben. Darüber hinaus danke ich den Mitgliedern des projektbegleitenden Ausschusses und ganz besonders Herrn Banzhaf für die Kooperationsbereitschaft und das in mich gesetzte Vertrauen.

Weiterhin bedanke ich mich bei der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen Otto von Guericke e.V. (AiF) und dem „Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie“, die diese Arbeit mit finanziellen Mitteln unterstützten, sowie bei den dort tätigen Mitarbeitern.

Abschließend möchte ich mich bei allen bedanken, die mich während der Dauer meiner Arbeit begleitet haben, insbesondere meiner Frau Michaela.

---

# Inhalt

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Physikalische Grundlagen</b>	<b>5</b>
2.1	Ähnlichkeitstheorie .....	5
2.2	Verlustbetrachtung .....	10
2.3	Aufwertung des Wirkungsgrads .....	14
2.4	Einfluss der Reynolds-Zahl .....	15
2.5	Zusammenfassung .....	18
<b>3</b>	<b>Historie und aktueller Stand</b>	<b>20</b>
<b>4</b>	<b>Prüfstände</b>	<b>35</b>
4.1	Untersuchte Parameter .....	35
4.2	Aufbau .....	37
<b>5</b>	<b>Messtechnik und Auswertung</b>	<b>41</b>
5.1	Messtechnik .....	41
5.2	Auswertung .....	44
5.3	Messfehler .....	47
<b>6</b>	<b>Messergebnisse</b>	<b>51</b>
6.1	Ideale Kennlinie .....	51
6.2	Einfluss von Reynolds-Zahl und relativer Rauheit .....	52
6.3	Aufteilung der Aufwertung .....	56
6.4	Einfluss des Spalts .....	57
6.5	Diskussion .....	62
<b>7</b>	<b>Darmstädter Aufwertemethode</b>	<b>64</b>
7.1	Exponent .....	65
7.2	Grenz-Reynolds-Zahl .....	66
7.3	Anteil aufwertbarer Verluste .....	69
7.4	Diskussion .....	71

---

<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>73</b>
<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>75</b>
<b>A</b>	<b>Anwendungsergebnisse der Darmstädter Methode</b>	<b>79</b>
<b>B</b>	<b>Berechnungsbeispiel</b>	<b>83</b>
<b>C</b>	<b>Adaption der Methode auf variable Geometrie</b>	<b>86</b>
<b>D</b>	<b>Nabenverhältnis</b>	<b>91</b>
D.1	Grenz-Reynolds-Zahl .....	93
D.2	Lastfaktor .....	94
D.3	Fazit .....	95

---

# Abbildungen

1.1	Ventilator für Windkanal, 40er Jahre .....	2
2.1	Geschwindigkeitsdreieck am Axialventilatorprofil .....	7
2.2	Leistungsverteilung von einflutigen, einstufigen, radialen bzw. halbaxialen Kreiselpumpen mit verschiedenen spezifischen Drehzahlen im Optimum nach Pfeleiderer .....	11
2.3	Veränderung der Absolutgeschwindigkeit $\vec{c}$ und des Anströmwinkels $\beta$ bei variiertem Volumenstrom nach Eck .....	12
2.4	Verlauf der Stoßverluste in Abhängigkeit von der Durchflusszahl .....	13
2.5	Verlauf der dimensionslosen Spaltverluste in Abhängigkeit von der Durchflusszahl .....	14
2.6	Widerstandsgesetz der turbulenten Rohrströmung nach Colebrook .....	16
2.7	Zusammensetzung der Gesamtverluste bei variiertem Reynolds-Zahl .....	18
3.1	Aufwertung in Form einer Extrapolation für verschiedene Parameter .....	20
3.2	Vergleich des gemessenen und mittels Methode Nr. 1 und Nr. 2 vorhergesagten Wirkungsgrads .....	23
3.3	Vergleich des gemessenen und nach der Methode von Anderson vorhergesagten Wirkungsgrads .....	24
3.4	Vergleich des gemessenen und nach den Methoden von Pfeleiderer und Ackeret vorhergesagten Wirkungsgrads .....	25
3.5	Vergleich des gemessenen und nach der Methode von Stoffel vorhergesagten Wirkungsgrads .....	26
3.6	Vergleich des maximal erreichbaren Wirkungsgrads $\eta_{\infty}$ nach Stoffel .....	26
3.7	Vergleich des gemessenen und nach der Methode von Spurk vorhergesagten Wirkungsgrads .....	27
3.8	Vergleich des gemessenen und nach den Methoden von Pelz und Heß vorhergesagten Wirkungsgrads .....	28
3.9	Verlauf des Exponenten $\alpha$ für eine langsamläufige Kreiselpumpe .....	29
3.10	Verlauf des Exponenten $\alpha$ für verschiedene Turbomaschinen nach Davis et al. ...	30
3.11	Verlauf des Exponenten $\alpha$ nach Wöhrl .....	30
3.12	Dimensionslose Verluste und qualitativer Verlauf des Anteils der Reibungsverluste am Gesamtverlust $V$ .....	31
3.13	Verlauf des Anteils der Reibungsverluste am Gesamtverlust $V$ für verschiedene Radialpumpen nach Ida .....	32
3.14	Vergleich des gemessenen und mit verschiedenen Methoden vorhergesagten Wirkungsgrads im Optimum .....	33
3.15	Vergleich des gemessenen und mit verschiedenen Methoden vorhergesagten Wirkungsgrads für Teillast .....	33

3.16	Vergleich des gemessenen und mit verschiedenen Methoden vorhergesagten Wirkungsgrads für Überlast.....	34
4.1	Abgedeckter Reynolds-Zahl-Bereich mit entsprechenden Drehzahlen .....	36
4.2	Winkeldefinition .....	38
4.3	Schnitt der beiden Modellanlagen .....	38
4.4	Foto der Modellventilatoren .....	39
5.1	Position der Volumenstrommessung .....	41
5.2	Vergleich zwischen gemessener, bezogener Geschwindigkeit und angepasstem Verlauf des Strömungsprofils nach 1/7-Potenzgesetz in Wandnähe .....	42
5.3	Approximierte Korrelation von Volumenstrom und Referenzdruck (KA).....	43
5.4	Messebenen .....	43
5.5	Verlauf des Faktors $f$ zur Berücksichtigung der Kompressibilität nach VDI 2044..	45
5.6	Approximation der Messwerte.....	45
5.7	Wirkungsgrade für konstante Durchflusszahl für MA und KA bei verschiedenen Staffelungswinkeln .....	46
5.8	Relativer Messfehler in Abhängigkeit vom gemessenen Moment für KA .....	50
6.1	Ideale Kennlinien und dimensionslose Verluste in Abhängigkeit vom Staffelungswinkel .....	52
6.2	Einfluss der Reynolds-Zahl auf den Wirkungsgrad .....	53
6.3	Einfluss der Reynolds-Zahl auf die Druckziffer .....	53
6.4	Einfluss der Reynolds-Zahl auf den Wirkungsgrad .....	54
6.5	Einfluss der Reynolds-Zahl auf den Wirkungsgrad bei konstanter relativer Rauheit	55
6.6	Aufteilung des erhöhten Wirkungsgrads auf Druck- und Leistungszahl.....	56
6.7	Vergleich von gemessener hydraulischer Leistungszahl und berechneter dimensionsloser Radseitenreibungsleistung nach Rotzoll .....	57
6.8	Einfluss des Spalts auf den Wirkungsgrad .....	58
6.9	Einfluss von Spalt und Reynolds-Zahl auf den Wirkungsgrad bei konstanter Durchflusszahl für KA und MA .....	59
6.10	Einfluss von Spalt und Reynolds-Zahl auf den maximalen Wirkungsgrad für KA und MA .....	60
6.11	Aufwertung des Wirkungsgrads für unterschiedliche Spaltweiten für $\varphi = \text{const}$ ....	61
6.12	Vergleich des maximalen Wirkungsgrads für KA und MA mit Messungen nach Marcinowski .....	61
7.1	Verlust-Druckziffer über der Reynolds-Zahl für variablen Durchfluss.....	65
7.2	Vergleich gemessener und vorhergesagter Wirkungsgrade mit der Ackeret-Formel und der Darmstädter Methode.....	66
7.3	Vereinfachter Verlauf der Reibungsverluste .....	67
7.4	Vergleich von gemessenen und berechneten Wirkungsgraden für konstante Durchflusszahl .....	69

7.5	Verlauf des Lastfaktors $L$ für verschiedene Betriebsbereiche $\varphi/\varphi_{\text{opt}}$ bei unterschiedlichen Staffelungswinkeln und Reynolds-Zahlen .....	70
A.1	Anwendung der Darmstädter Aufwertemethode und Vergleich mit der Ackeret-Formel im Optimum für $\Delta\beta_s = 0^\circ$ .....	80
A.2	Anwendung der Darmstädter Aufwertemethode und Vergleich mit der Ackeret-Formel bei Teil- und Überlast für $\Delta\beta_s = 0^\circ$ .....	80
A.3	Anwendung der Darmstädter Aufwertemethode und Vergleich mit der Ackeret-Formel im Optimum für $\Delta\beta_s = -6^\circ$ .....	81
A.4	Anwendung der Darmstädter Aufwertemethode und Vergleich mit der Ackeret-Formel bei Teil- und Überlast für $\Delta\beta_s = -6^\circ$ .....	81
A.5	Anwendung der Darmstädter Aufwertemethode und Vergleich mit der Ackeret-Formel im Optimum für $\Delta\beta_s = -12^\circ$ .....	82
A.6	Anwendung der Darmstädter Aufwertemethode und Vergleich mit der Ackeret-Formel bei Teil- und Überlast für $\Delta\beta_s = -12^\circ$ .....	82
C.1	Geometrie in der Stufe .....	87
D.1	Foto der umgebauten Anlage NA.....	91
D.2	Abgedeckter Bereich der Reynolds-Zahl mit entsprechenden Drehzahlen .....	92
D.3	Vergleich zwischen gemessenen und mittels Darmstädter Methode unter Berechnung der Grenz-Reynolds-Zahl nach Gl. D.1 vorausgesagter Wirkungsgrad für $\Delta\beta_s = -6^\circ$ und $z = 6$ .....	93
D.4	Wert des Lastfaktors $L$ nach der Darmstädter Methode und abweichender Verlauf im Überlastbereich .....	94
D.5	Vergleich von gemessenen und mittels Darmstädter Methode vorhergesagten Wirkungsgraden für $\Delta\beta_s = -6^\circ$ und $z = 12$ .....	95



---

# Tabellen

2.1	Transponierte der Dimensionsmatrix .....	6
2.2	Dimensionslose Produkte .....	7
3.1	Auswahl unterschiedlicher Methoden zur Wirkungsgradaufwertung .....	21
4.1	Daten der Großausführung und der Modellanlagen.....	35
4.2	Verwendete Körnungen .....	37
5.1	Machzahlen in Abhängigkeit der Drehzahlen .....	47
5.2	Messunsicherheiten bei gemessenen Größen .....	49
5.3	Messunsicherheiten bei berechneten Größen .....	49
6.1	Liste der Versuchsvarianten .....	62
7.1	Vergleich von gemessenen und berechneten Wirkungsgraden für konstante Durchflusszahl .....	68
B.1	Daten der Modellmaschine und der Großausführung .....	83
C.1	Berücksichtigte Geometrieparameter.....	86
C.2	Abhängigkeit des Faktors $\delta$ von Reynolds-Zahl und Staffelungswinkel.....	90
D.1	Eckdaten von Großausführung und Modellen .....	92

## Verwendete Symbole

### Basissystem

Die erste Spalte der folgenden Liste zeigt die in der Arbeit verwendeten Symbole für die auftretenden physikalischen und mathematischen Größen. In der zweiten Spalte wird die Bedeutung des Symbols beschrieben. Die Dimensionsformel jeder physikalischen Größe ist als Potenzprodukt der Basisgrößen Länge (L), Masse (M), Zeit (T), Temperatur ( $\Theta$ ), Stoffmenge (N), Strom (I) und Lichtstärke (J) in der Spalte 3 angegeben. Handelt es sich um eine abgeleitete Größe, so beinhaltet die letzte Spalte die Berechnungsvorschrift.

Symbol	Beschreibung	Dimension	Berechnung
Lateinische Großbuchstaben			
$A$	Querschnittsfläche	$L^2$	
$F$	Kraft	$L M T^{-2}$	
$H$	Förderhöhe	$L$	
$L$	Lastfaktor		
$M$	Drehmoment	$L^2 M T^{-2}$	
$M$	Maßstabsfaktor		
$Ma$	Machzahl		$Ma = u_a/a$
$P$	Leistung	$L^2 M T^{-3}$	
$R$	Radius	$L$	
$R_z$	Rauheit nach DIN 4287 und DIN 4768	$L$	
$Re$	Reynolds-Zahl		$Re = d u / \nu$
$Re_1$	Reynolds-Zahl für Plattenmodell		$Re_1 = l w / \nu$
$T$	Temperatur	$\Theta$	
$U$	Umfang	$L$	
$V$	Anteil aufwertbarer Verluste im Optimum		
$\dot{V}$	Volumenstrom	$L^3 T^{-1}$	
Lateinische Kleinbuchstaben			
$a$	Schallgeschwindigkeit	$L T^{-1}$	
$c$	Absolutgeschwindigkeit	$L T^{-1}$	
$d$	(Außen-)Durchmesser	$L$	
$d_h$	hydraulischer Durchmesser	$L$	$d_h = 4A/U$
$d$	frei wählbarer Parameter		
$h$	Schaufelhöhe	$L$	
$k$	Rauheitshöhe	$L$	

$k_s$	Sandkorndurchmesser	L	
$l$	Sehnenlänge im Mittelschnitt	L	
$\dot{m}$	Massenstrom	M T <sup>-1</sup>	
$m$	Anzahl unabhängiger Grundgrößen		
$n$	Drehzahl	T <sup>-1</sup>	
$n$	Anzahl dimensionsbehafteter Größen		
$n_s$	Spezifische Drehzahl		$n_s = n \dot{V}^{1/2} / y^{3/4}$
$p$	Druck	L <sup>-1</sup> M T <sup>-2</sup>	
$r$	Radius	L	
$r$	Rang		
$s$	Spaltweite	L	
$t$	Zeit	T	
$t$	Teilung	L	$t = \pi d / z$
$u$	Umfangsgeschwindigkeit	L T <sup>-1</sup>	
$u^*$	Schubspannungsgeschwindigkeit	L T <sup>-1</sup>	
$w$	Relativgeschwindigkeit	L T <sup>-1</sup>	
$y$	isentrope Änderung der spezifische Arbeit (total)	L <sup>2</sup> T <sup>-2</sup>	
$y^+$	Dimensionsloser Wandabstand		
$z$	Schaufelanzahl		

### Griechische Buchstaben

$\alpha$	Exponent		
$\beta$	Relativwinkel		
$\Delta$	Differenz		
$\delta$	Geometriefaktor		
$\delta_\nu$	viskose Länge	L	
$\eta$	Wirkungsgrad		$\eta = P_t / P$
$\eta$	dynamische Viskosität	L <sup>-1</sup> M T <sup>-1</sup>	
$\kappa$	Skalierungsfaktor		$\kappa = d_m / d$
$\lambda$	Leistungszahl		$\lambda = \varphi \psi / \eta$
$\lambda$	Widerstandszahl		
$\nu$	kinematische Viskosität	L <sup>2</sup> T <sup>-1</sup>	
$\nu$	Nabenverhältnis		$\nu = d / d_i$
$\Omega$	Winkelgeschwindigkeit	T <sup>-1</sup>	
$\varphi$	Durchflussszahl		$\varphi = \dot{V} / (Au)$
$\varphi_0$	X-Achsenabschnitt der idealen Kennlinie		
$\psi$	Druckziffer		$\psi = 2y / u^2$
$\psi_0$	Y-Achsenabschnitt der idealen Kennlinie		
$\psi_0'$	Steigung der idealen Kennlinie		
$\rho$	Dichte	L <sup>-3</sup> M	
$\tau_w$	Wandschubspannung	L <sup>-1</sup> M T <sup>-2</sup>	

---

## Indizes

+	dimensionslose Größe
0	Umgebung
1	Ebene vor Rotor
2	Ebene vor Nachleitrad
3	Ebene hinter Diffusor
4	Ebene zur Volumenstrommessung
a	außen
dyn	dynamische Größe
f	Fluid
GA	Großausführung
i	innen
ideal	ideal
La	Laufrad
Le	Leitrad
M	Mittelschnitt
m	Modell
max	Maximalwert
S	Schaufelspitze
s	Staffelungswinkel
stat	statische Größe
tot	totale Größe
u	Umfangskomponente
v	Verlust
W	Wand

## Abkürzungen

GA	Großausführung
KA	Kleinausführung
LA	Laufrad
LE	Leitrad
MA	mittelgroße Ausführung
ME	Messebene

---

## 1 Einleitung

---

Mit fortschreitender Industrialisierung und damit einhergehendem besserem Verständnis im Bereich der Strömungsvorgänge und der verwendeten Materialien vergrößerten sich die Durchmesser von Turbomaschinen zu Beginn des 20. Jahrhunderts immer weiter. Während die größte Wasserturbine im Jahr 1903 an den Niagarafällen einen Durchmesser von weniger als 2 m aufwies, wurde im Jahr 1925 im Großkraftwerk Lilla Edet, Schweden, bereits eine Kaplan-Turbine mit einem Durchmesser von 5,7 m aufgestellt. Einer der nach wie vor weltweit größten Ventilatoren mit 15 m Rotor-Durchmesser stammt aus den 1940er Jahren (Abb. 1.1). Dieser Umstand stellte die Hersteller vor die Herausforderung sehr große Maschinen mit mehreren Metern Durchmesser zu bauen, ohne die Ergebnisse der Auslegung an original großen Maschinen experimentell überprüfen zu können. Neben der notwendigen Aufstellfläche war es vor allem bei Wasserturbinen die Bereitstellung der benötigten Fallhöhe bzw. bei Turboarbeitsmaschinen die Erzeugung der Antriebsleistung<sup>1</sup>, weshalb diese Variante wirtschaftlich nicht tragbar war. Hinzu kam bei Turbinen noch die notwendige Generator- bzw. Bremsleistung. Ein weiterer Punkt war gerade bei Wasserturbinen eine meist den örtlichen Gegebenheiten angepasste Einbausituation, die einen vollständigen und kostspieligen Nachbau der örtlichen Gegebenheiten notwendig machte, um eine Weiterbenutzung der Teile am Zielort zu ermöglichen.

Die einzig wirtschaftlich sinnvolle Lösung dieses Problems bestand in der Durchführung von Messungen an maßstäblich verkleinerten Modellen. Wie in Kapitel 2 dargelegt, ist eine direkte Übertragung des Wirkungsgrads vom Modell auf die Großausführung (GA) unter technischen Aspekten in der Regel nicht möglich. Daher erfolgt ein Aufschlag auf den am Modell gemessenen Wirkungsgrad in Form einer sogenannten Wirkungsgradaufwertung. Der Name berücksichtigt bereits den Umstand, dass nach der aktuellen Vorgehensweise nur eine Verbesserung des Wirkungsgrads stattfinden kann, solange die Reynolds-Zahl steigt. Während die ersten Aufwertemethoden zunächst nur aufgrund von empirischen Beobachtungen entwickelt wurden, dienten ab Ende der 1940er Jahre als Basis in der Regel physikalische Betrachtungen des Verlustverhaltens bezogen auf die Reynolds-Zahl. Trotz vielfältiger Untersuchungen und Ansätze zur Verbesserung letzter Methoden (Kap. 3), findet bei Ventilatoren auch heute noch die Formel nach Ackeret (Ackeret-Formel) Anwendung, welche als eine der ersten aus besagten theoretischen Betrachtungen zur Strömung in Kaplan-Turbinen entwickelt wurde [32]. Gerade unter dem wachsenden finanziellen Druck haben heutzutage sowohl Hersteller als auch Betreiber großer Strömungsmaschinen Interesse an einer möglichst genauen Vorhersage des Wirkungsgrads einer Großausführung. Da Modellmessungen neben den genannten Gründen unter anderem auch Vorteile durch den Einsatz von normierten Prüfständen und standardisierter Messtechnik bringen (Auflistung aller Vorteile in Kap. 3), ist auch zukünftig davon auszugehen, dass der Nachweis des

---

<sup>1</sup>Der gezeigte Ventilator besitzt eine maximale Leistungsaufnahme von 88 MW, welche aktuell über einen eigenen Stausee mit zwei Peltonturbinen abgedeckt wird.

---

vertraglich zugesicherten Wirkungsgrads an Modellen durchgeführt wird.<sup>2</sup> Daher ist eine Methode, die die genaue Vorhersage des zu erwartenden Wirkungsgrads gewährleistet, wichtiger denn je. Da in der Praxis aktuell der Parameter Rauheit nicht betrachtet wird, kann zudem unter dessen Berücksichtigung in einer verbesserten Aufwertemethode eine Aussage zur notwendigen, also minimalen Rauheit unterhalb derer sich kein verbesserter Wirkungsgrad mehr einstellt, getroffen werden. Diese Information ist hinsichtlich Oberflächennachbehandlung und Fertigungstoleranzen ökonomisch und ökologisch erstrebenswert.




**Abbildung 1.1:** Ventilator für Windkanal aus den 40er Jahren mit einem Rotordurchmesser von 15 m [57]

Die Kenntnis des Wirkungsgrads ist gerade bei Großventilatoren im Teillastbereich besonders wichtig. Sehr häufig werden solche Anlagen überdimensioniert und laufen dann den Großteil der Lebensdauer bei Teillast. So muss beispielsweise ein Ventilator, der in Kraftwerken zur Kühlung eingesetzt wird, auf einen sehr heißen Sommertag ausgelegt werden, an dem das Kraftwerk unter Volllast arbeitet. Ein weiteres Beispiel ist die dieser Arbeit zugrundeliegende Großausführung. Hierbei handelt es sich um einen Abluftventilator eines Straßentunnels, der im Brandfall die Rauchgase aus dem Tunnel befördern muss. Im Normalfall wird er jedoch für die Belüftung des Tunnels eingesetzt und läuft bei Teillast. Bisher wird die Akeret-Formel nur für die Vorhersage des Aufwerteeffekts im Auslegungspunkt verwendet. Für andere Betriebsbereiche existiert kein allgemein akzeptiertes Verfahren, so dass die Hersteller von Großventilatoren meist eine hausinterne Anpassung der Akeret-Formel vorneh-

---

<sup>2</sup>Zwar finden meist auch Abnahmemessungen an der GA statt, diese dienen aufgrund der nicht unter Laborbedingungen durchgeführten Messung und der damit verbundenen größeren Messunsicherheit aber nur der Bestätigung der Modellmessungen.



---

men. Dies erschwert den objektiven Vergleich und macht es für die Betreiber solcher Anlagen gerade unter dem Gesichtspunkt der Energieeinsparung äußerst schwer, das optimale Angebot auszuwählen.

---

## Ziel der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer eindeutigen und nachvollziehbaren neuen Aufwertemethode für Ventilatoren axialer Bauweise, die bei gleicher industrieller Anwendbarkeit im Vergleich zur Ackeret-Formel eine höhere Genauigkeit erzielt. Sie muss dabei das Verhalten der Maschine über den gesamten Betriebsbereich berücksichtigen und als Bestandteil von Abnahmeversuchen eine eindeutige und auch vom Nichtfachmann nachvollziehbare Form besitzen. Angestrebt ist zudem die Aufnahme in internationale technische Regelwerke, um die allgemeine Anerkennung durch die Anlagenbetreiber zu gewährleisten. Wie diese und auch vorangegangene Untersuchungen (z.B. [30]) zeigen, ist eine Aufwertung ohne Einbeziehung der relativen Rauheit der strömungsführenden Oberflächen nicht zielführend. Im (extremen) Fall einer sehr deutlichen Erhöhung der relativen Rauheit an der GA kann sich der Wirkungsgrad trotz deutlicher Erhöhung des Längenmaßstabs im Vergleich zum Modell sogar verschlechtern, so dass die gleichzeitige Einbeziehung der relativen Rauheit unbedingt erforderlich ist (Kap. 5). Außerdem ist eine Berücksichtigung des Betriebsbereichs unter den vorgenannten Aspekten notwendig.

## Vorgehensweise

Um die Hintergründe und Ursachen der Aufwertung verständlich zu machen, erfolgt zunächst eine Einführung in die physikalischen Grundlagen der Wirkungsgradaufwertung in Kapitel 2. Dabei wird aufbauend auf dimensionsanalytischen Betrachtungen gezeigt, warum der Wirkungsgrad von Modellmaschine und GA in der Regel nicht identisch ist. Danach werden die Einzelverluste in axialen Turbomaschinen betrachtet und eine allgemeine Aufwertformel hergeleitet, sowie der Einfluss der Reynolds-Zahl auf „aufwertbare“ Verluste untersucht. Aufbauend auf diesem theoretischen Hintergrund wird in Kapitel 3 die Historie der Wirkungsgradaufwertung behandelt. Hierbei erfolgt eine kritische Betrachtung der unterschiedlichen Methoden bezüglich der Art des Verfahrens sowie der Allgemeingültigkeit und Anwendbarkeit. In Kapitel 4 werden die zwei Modellventilatoren vorgestellt, an denen die experimentellen Untersuchungen durchgeführt wurden und auf deren Ergebnissen die neue Methode beruht. Sie ermöglichen die Variation der Reynolds-Zahl, des Staffelungswinkels und der relativen Rauheit. Die verwendete Messtechnik sowie eine Betrachtung der Messgenauigkeit werden in Kapitel 5 beschrieben. Ein Überblick über die Messungen sowie Aussagen hinsichtlich der Aufteilung der Aufwertung auf Leistungszahl beziehungsweise Druckziffer wird in Kapitel 6 gegeben. Hier wird zudem auf die Auswirkungen des Spalts auf den Wirkungsgrad an sich sowie auf dessen Einfluss auf die Aufwertung eingegangen. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wird abschließend in Kapitel 7 eine neue Methode zur Aufwertung des Wirkungsgrads und der Druckziffer an Axialventilatoren vorgestellt. Im Anhang B findet sich zudem ein Berechnungsbeispiel, das die Anwendung der neuen Methode zeigt.



---

## 2 Physikalische Grundlagen

---

Im folgenden Kapitel werden zunächst die theoretischen Grundlagen dargelegt, da diese zum besseren Verständnis für eine Betrachtung des Stands der Technik, wie sie im nachfolgenden Kapitel 3 erfolgt, notwendig sind. Zunächst wird dabei in Kapitel 2.1 auf die notwendigen theoretischen Voraussetzungen für die direkte Übertragbarkeit des Wirkungsgrads von Modellmessungen auf Großausführungen eingegangen und gezeigt, dass diese bei größeren Skalierungen nicht mehr eingehalten werden können. Kapitel 2.2 gibt einen Überblick über die Verluste innerhalb einer axialen Turboarbeitsmaschine. Danach wird darauf aufbauend in Kapitel 2.3 eine allgemeine Methode zur Wirkungsgradaufwertung hergeleitet. Anschließend wird in Kapitel 2.4 der Einfluss der Reynolds-Zahl auf Reibungs- und Gesamtverluste betrachtet.

### 2.1 Ähnlichkeitstheorie

Um eine direkte Übertragbarkeit von Messungen am Modell auf die Leistungsdaten der Großausführung zu gewährleisten, muss vollständige Ähnlichkeit zwischen beiden Maschinen vorliegen. Zur Bestimmung der notwendigen Voraussetzungen zum Vorliegen der vollständigen Ähnlichkeit kann die Dimensionsanalyse benutzt werden. Grundlage bildet hier das Bridgman-Postulat der „absoluten Bedeutung relativer Größen“ (vgl. [52]). Dabei muss das Verhältnis der Maßzahlen abgeleiteter Größen derselben Größenart unabhängig von der Wahl der Basiseinheiten sein. So ist beispielsweise die Aussage „der Durchmesser des Rotors der Großausführung ist doppelt so groß wie der des Modells“ unabhängig von der Wahl der Grundeinheiten und hat somit absolute Bedeutung. Vollständige Ähnlichkeit schließt jedoch nicht nur geometrische Größen mit ein, sondern beispielsweise auch aerodynamische Größen wie den Druckaufbau über der Stufe.

Die auf der Dimensionsanalyse basierende Ähnlichkeitstheorie ermöglicht jede dimensionsgebundene physikalische Formel  $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$  in eine dimensionslose Form zu überführen, ohne dabei Kenntnis der einem physikalischen Vorgang zugrundeliegenden Formeln zu besitzen. Unter Verwendung des  $\Pi$ -Theorems nach Buckingham [6] wird dabei eine physikalische Gleichung mit  $n$  dimensionsbehafteten Größen in eine Gleichung mit  $n - m$  dimensionslosen Größen überführt, wobei  $m$  die Anzahl der verwendeten unabhängigen Grundgrößen ist. Sie ermöglicht somit durch die Verringerung der Abhängigkeiten eine Vereinfachung des Problems. Zusätzlich zu den vorgenannten Quellen finden sich weitergehende Informationen zur Dimensionsanalyse beispielsweise in [4], [5], [14], [19], [28], [44] und [58].

Die allgemeine Vorgehensweise beinhaltet zunächst die Festlegung der relevanten Parameter und die Wahl des Größensystems. Die Wirkung jeder Turbomaschine basiert auf dem Eulerschen Drallsatz. Da es sich somit um ein dynamisches Problem handelt, ist die Verwendung eines Länge/Masse/Zeit [LMT]-Systems als Basisgrößensystem angebracht. Die in den physikalischen Gleichungen

$$y = f(\dot{V}, d, n, \nu, \rho, k, s) \text{ und} \quad (2.1)$$

$$P = f(y, \dot{V}, d, n, \nu, \rho, k, s) \quad (2.2)$$

enthaltenen Größen und deren Dimensionen sind in Tabelle 2.1 aufgeführt.<sup>1</sup>

Größe	Formelzeichen	Länge [L]	Masse [M]	Zeit[T]
Spezifische Arbeit	$y$	2	0	-2
Volumenstrom	$\dot{V}$	3	0	-1
Außendurchmesser	$d$	1	0	0
Drehzahl	$n$	0	0	-1
Kinematische Viskosität	$\nu$	2	0	-1
Dichte	$\rho$	-3	1	0
Rauheit	$k$	1	0	0
Spaltweite	$s$	1	0	0
Leistung	$P$	2	1	-3

**Tabelle 2.1:** Transponierte der Dimensionsmatrix

Die beiden Dimensionsanalysen führen zu:

$$\frac{y}{(nd)^2} = f\left(\frac{\dot{V}}{nd^3}, \frac{nd^2}{\nu}, k/d, s/d\right), \quad (2.3)$$

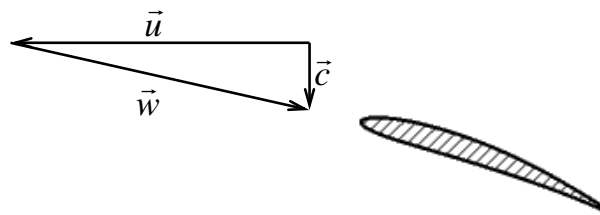
$$\frac{\dot{m} y}{P} = f\left(\frac{y}{(nd)^2}, \frac{\dot{V}}{nd^3}, \frac{nd^2}{\nu}, k/d, s/d\right). \quad (2.4)$$

Die Bezeichnung der dimensionslosen Produkte, deren Formelzeichen sowie die Berechnungsvorschrift nach DIN 24163 [11] (soweit abweichend), sind in Tabelle 2.2 aufgeführt. Die unterschiedliche Berechnung von Druckziffer, Durchfluss- und Reynolds-Zahl ergibt sich durch den Ersatz des Produkts

<sup>1</sup>Die für Turbomaschinen im Allgemeinen relevante Schallgeschwindigkeit ist nicht aufgeführt, da der Wert der sich aus der Dimensionsanalyse ergebenden Machzahl (genauer das Quadrat der Machzahl) bei Axialventilatoren in der Regel kleiner 0,3 ist und somit vernachlässigt werden kann.

von Drehzahl und Außendurchmesser  $nd \rightarrow u = \pi nd$  bzw. des Quadrats des Außendurchmessers durch  $d^2 \rightarrow A = d^2\pi/4$ . Für die nachfolgenden Betrachtungen spielt der konstante Faktor  $\pi$  keine Rolle, da nur Quotienten betrachtet werden. Bei den später präsentierten Messergebnissen wird für eine allgemeine Vergleichbarkeit immer die Berechnung nach DIN 24163 durchgeführt.

Bei Axialventilatoren sind kleine Durchsatzzahlen  $\varphi \ll 1$  die Regel. Bei Betrachtung des Geschwindigkeitsdreiecks in Abbildung 2.1 wird ersichtlich, dass in diesem Fall die für das Laufrad repräsentative Relativgeschwindigkeit  $\vec{w}$  maßgeblich von der Umfangsgeschwindigkeit  $\vec{u}$  bestimmt wird. Aus diesem Grund wird bei Axialventilatoren die Reynolds-Zahl mit der Umfangsgeschwindigkeit gebildet.



**Abbildung 2.1:** Geschwindigkeitsdreieck am Axialventilatorprofil

Durch die dimensionslose Darstellung reduziert sich die Anzahl der relevanten Größen auf sechs. Das Ergebnis der Dimensionsanalyse in den Gleichungen 2.3 und 2.4 zeigt, dass von den Größen in Tabelle 2.2 die Druckziffer  $\psi$  und der Wirkungsgrad  $\eta$  von den anderen vier Größen abhängen.

Dimensionsloses Produkt	Formelzeichen	Berechnung aus Dimensionsanalyse	Berechnung nach DIN 24163 [11]
Durchflussszahl	$\varphi$	$\frac{\dot{V}}{nd^3}$	$\frac{4 \dot{V}}{\pi^2 nd^3}$
Druckziffer	$\psi$	$\frac{y}{(nd)^2}$	$\frac{2y}{(\pi nd)^2}$
Wirkungsgrad	$\eta$	$\frac{\dot{m} y}{P}$	
Reynolds-Zahl	$Re$	$\frac{nd^2}{\nu}$	$\frac{\pi nd^2}{\nu}$
Dimensionslose Rauheit	$k^+$	$k/d$	
Dimensionslose Spaltweite	$s^+$	$s/d$	

**Tabelle 2.2:** Dimensionslose Produkte

Gemäß des Bridgman Postulats [5] liegt Skaleninvarianz der vollständigen Ähnlichkeit zwischen dem Modell und der Großausführung vor, wenn die in Tabelle 2.2 aufgeführten dimensionslosen Produkte identisch sind. In diesem Fall sind auch die Druckziffer

$$\psi = \psi(\varphi, Re, k^+, s^+) \quad (2.5)$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta = \eta(\psi, \varphi, Re, k^+, s^+) \quad (2.6)$$

nach den Gleichungen 2.3 und 2.4 für beide Maschinen identisch. Wird das Verhältnis des Werts einer Größe der Großausführung zum entsprechenden Wert des Modells als Maßstabsfaktor  $M$  definiert (so gilt beispielsweise für den Volumenstrom:  $\dot{V}_m/\dot{V} = M_{\dot{V}}$ , vgl. [52]), folgen aus den oben genannten Bedingungen fünf Gleichungen:

$$\frac{\varphi}{\varphi_m} \stackrel{!}{=} 1 = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_m} \frac{d_m^3 n_m}{d^3 n} = \frac{M_{\dot{V}}}{M_d^3 M_n}, \quad (2.7)$$

$$\frac{Re}{Re_m} \stackrel{!}{=} 1 = \frac{M_d^2 M_n M_\rho}{M_\eta}, \quad (2.8)$$

$$\frac{\psi}{\psi_m} \stackrel{!}{=} 1 = \frac{M_y}{M_d^2 M_n^2}, \quad (2.9)$$

$$\frac{s^+}{s_m^+} \stackrel{!}{=} 1 = \frac{M_s}{M_d}, \quad (2.10)$$

$$\frac{k^+}{k_m^+} \stackrel{!}{=} 1 = \frac{M_k}{M_d}, \quad (2.11)$$

bei acht Maßstabsfaktoren. Beim hier aufgeführten Gleichungssystem mit Rang  $r = 5$  und  $n = 8$  Unbekannten ergibt sich, dass mehr Unbekannte zu bestimmen sind, als unabhängige Gleichungen vorhanden sind. Man kann also über  $d = n - r$  Unbekannte willkürlich verfügen. Da bei den der Aufwertung zugrunde liegenden Versuchen an Ventilatoren in der Regel das gleiche Fluid (Luft) zum Einsatz kommt, setzt man  $M_\rho = M_\eta = 1$  und wählt für den Maßstab des Durchmessers  $M_d = d_m/d = \kappa$ . Aus den Gleichungen 2.7-2.11 ergibt sich dann:

$$M_n = \kappa^{-2}, \quad (2.12)$$

$$M_{\dot{V}} = \kappa, \quad (2.13)$$

$$M_s = \kappa, \quad (2.14)$$

$$M_k = \kappa. \quad (2.15)$$

Der Maßstabsfaktor des Totaldruckaufbaus für eine identische Druckziffer ergibt sich demnach zu:

$$M_y = \kappa^{-2}. \quad (2.16)$$

Theoretisch ist demnach vollständige Ähnlichkeit erreichbar. Praktisch ergeben sich jedoch erhebliche Probleme bei der technischen Realisierung. Wird das Durchmesserverhältnis beispielsweise mit  $\kappa = 1/10$  festgelegt, so müssten sich Drehzahl und Totaldruckaufbau beim Modell verhundertfachen, während der Volumenstrom auf 1/10 seines ursprünglichen Werts fällt. Betrachtet man darüber hinaus die Fluidleistung

$$P_f \sim \dot{m}y, \quad (2.17)$$

$$M_{P_f} = M_{\dot{m}}M_y = \kappa^{-1}, \quad (2.18)$$

so müssten unter Annahme eines identischen Wirkungsgrads die mechanische und die Fluidleistung beim Modell um den Faktor zehn größer sein, um vollständige Ähnlichkeit herzustellen. Geht man beispielsweise von der in dieser Arbeit zugrunde liegenden Großausführung (s. Kap. 4) mit

einem Durchmesser von	$d = 2,5 \text{ m},$
einer Drehzahl von	$n \approx 1000 \text{ min}^{-1}$
und einer Leistung von	$P \approx 400 \text{ kW}$

aus, so bedeutet dies für das Modell

einen Durchmesser von	$d_m = 0,25 \text{ m},$
eine Drehzahl von	$n_m \approx 100\,000 \text{ min}^{-1}$
und eine Leistung von	$P_m \approx 4\,000 \text{ kW}.$

Gleichzeitig müsste bei vollständiger Ähnlichkeit zwischen den beiden Ausführungen der Spalt des Modells 0,3 mm betragen und die Oberfläche eine  $R_z$ -Rauheit von  $5 \mu\text{m}$  besitzen. Die letzten beiden Forderungen sind unter erhöhtem fertigungstechnischem Aufwand realisierbar. Die Umfangsgeschwindigkeit steigt für den betrachteten Fall jedoch auf über 1300 m/s und die volumenspezifische Leistung auf  $1/64 \text{ GW/m}^3$ , was eine technische Realisierung ausschließt.

Um dennoch eine Aussage aus Modellmessungen ableiten zu können, wird die vollständige Ähnlichkeit aufgegeben. Somit ergibt sich ein weiterer frei wählbarer Parameter. Wird hierbei von einer identischen spezifischen Arbeit (was bei dem geringen Druckaufbau der hier betrachteten Axialventilatoren annähernd einem identischen Totaldruckaufbau entspricht)  $M_y = 1$  ausgegangen, so folgt:

$$M_n = \kappa^{-1}, \quad (2.19)$$

$$M_{\dot{V}} = \kappa^2, \quad (2.20)$$

$$M_{P_f} = \kappa^2. \quad (2.21)$$

Die Drehzahl steigt im betrachteten Fall beim Modell also nur um den Faktor zehn auf  $n_m = 10\,000 \text{ min}^{-1}$ , der Volumenstrom und die Leistung fallen auf 1/100 der Großausführung. Im Gegenzug ist jedoch

---

keine Reynolds-Zahl-Gleichheit mehr gewährleistet, da  $Re_m/Re_{GA}=1/10$ . Es ergeben sich dadurch jedoch ein abweichender Wirkungsgrad und eine abweichende Druckziffer, die eine Anpassung der Werte der Großausführung im Vergleich zum Modell in Form einer Aufwertung erfordern.

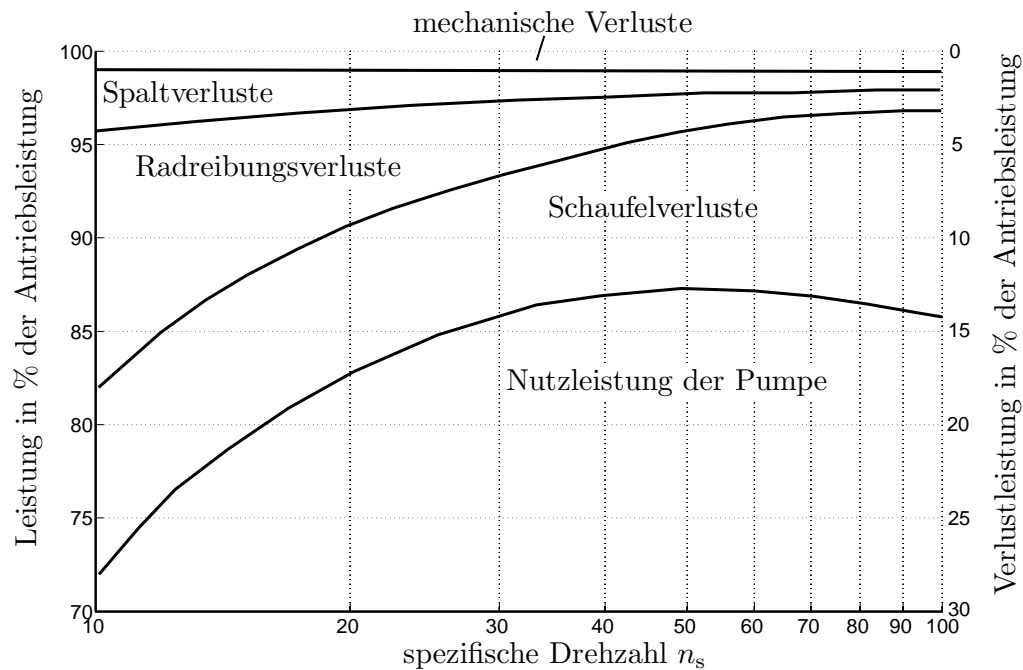
## 2.2 Verlustbetrachtung

Ein umfassender Überblick über Verluste in Turbomaschinen findet sich in der Arbeit von Denton [8]. Er unterscheidet folgende Arten von Verlusten:

- Reibungsverluste
- Spaltverluste
- Stoßverluste durch Fehlanströmung
- Verdichtungsstöße
- Verluste durch Versperrung
- Verluste durch Vermischung
- Verluste durch Wärmeübertragung
- Sekundärströmungsverluste
- Auslassverluste

Abbildung 2.2 zeigt den Einfluss der einzelnen Verluste für radiale bzw. halbaxiale Kreiselpumpen. Nach Pfeleiderer [43] sind für radiale Maschinen im optimalen Betriebspunkt prinzipiell vier Verluste maßgeblich. Neben den Verlusten bedingt durch den Spalt und die Reibung im Radseitenraum, zählen hierzu auch Verluste durch Reibung im Schaufelbereich (beinhaltet Lauf- und Leiteinrichtungen) und mechanische Verluste. Letzere sind von der verwendeten Antriebstechnik und der Lagerung abhängig und beruhen nicht auf den oben durchgeführten dimensionsanalytischen Betrachtungen. Die Aufwertung der mechanischen Verluste stellt somit ein eigenständiges Problem dar, auf das nachfolgend nicht weiter eingegangen wird.

Der Einfluss des Radseitenraums bei den hier behandelten axialen Strömungsmaschinen tritt nicht auf, womit sich die Anzahl der maßgeblichen Verluste auf zwei reduziert. Betrachtet man auch den Bereich außerhalb des Optimums, so kommt jedoch zusätzlich der Verlust durch Inzidenz hinzu. Nachfolgend werden die aufgezeigten Verluste genauer diskutiert:



**Abbildung 2.2:** Leistungsverteilung von einflutigen, einstufigen, radialen bzw. halbaxialen Kreiselpumpen mit verschiedenen spezifischen Drehzahlen im Optimum nach Pfleiderer [43]

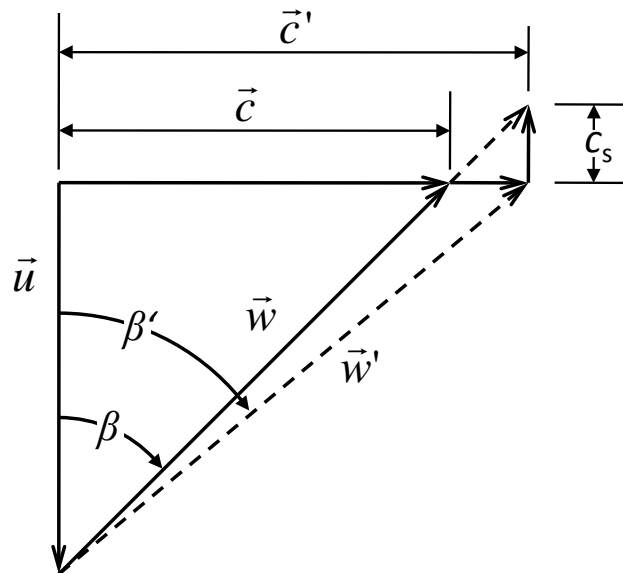
### Reibungsverluste

Diese Verluste lassen sich nochmals in Profilverluste – also Verluste die an Lauf- und Leiteinrichtungen auftreten – und Seitenwandverluste unterteilen. Beide Typen sind als Reibungsverluste außerhalb des hydraulisch vollkommen rauen Bereichs abhängig von der Reynolds-Zahl. An der Schaufelspitze der Lauf- und Leiteinrichtungen findet sich an der Großausführung in der Regel eine laminare Strömung, welche über den weiteren Verlauf des Profils in eine turbulente Strömung umschlägt. Dieser Umschlag – Transition genannt (vgl. [48]) – findet sehr nah an der Vorderkante statt und ist von der lokalen Reynolds-Zahl abhängig. Da der Einfluss des Umschlagorts nach Osterwalder [37] für die Aufwertung jedoch nur eine untergeordnete Rolle spielt, wird nachfolgend von einer turbulenten Strömung über der kompletten Schaufellänge ausgegangen. Für Ventilatoren mit kleineren Reynolds-Zahlen ist eine genaue Betrachtung dieses Einflusses jedoch unerlässlich. Im Fall der Seitenwandverluste findet der Umschlag von laminar zu turbulent gleich am Eintritt der Stufe (genauer am Anlageneintritt) statt, so dass die Art der Strömung bei Messungen am Modell im Vergleich zur Großausführung gleich bleibt – es wird sich trotz einer kleineren Reynolds-Zahl beim Modell keine laminare Strömung einstellen.

### Inzidenzverluste

Nach Eck [12] wird der Staudruck der geometrischen Geschwindigkeitsdifferenz  $c_s$  beim Stoß am Eintritt als Druckverlust auftreten (s. Abb. 2.3). Die Verluste durch Fehlanströmung können daher für den Fall ohne vollständige Ablösung als reine Stoßverluste betrachtet werden. Bei einer vollständig abgelösten Strömung ist dieser Ansatz nicht mehr zu verwenden. Neben dem Ablösegebiet, in dem die Strömung verlustbehaftet zirkuliert, folgt die Hauptströmung nun einer grundsätzlich anderen Geometrie – es erfolgt also auch eine direkte Beeinflussung der Reibungsverluste. Betriebszustände

mit vollständigen Ablösungen sind stark verlustbehaftet, so dass bei Ventilatoren die Lastbereiche, in denen eine Ablösung auftritt, nicht mehr Teil des interessierenden Betriebsbereichs sind. In dieser Arbeit werden die durch Inzidenz verursachten Verluste als von der Reynolds-Zahl unabhängig betrachtet – die Methode gilt daher nicht in Bereichen mit vollständiger Ablösung. Die Unabhängigkeit der Inzidenzverluste von der Reynolds-Zahl konnte von Nickels [35] an einem 2D-Modell eines Ventilatorprofils mittels numerischer Strömungssimulation (CFD) bestätigt werden. Abbildung 2.4 zeigt den quantitativen Verlauf der Stoßverluste in Abhängigkeit von der Durchflusszahl.

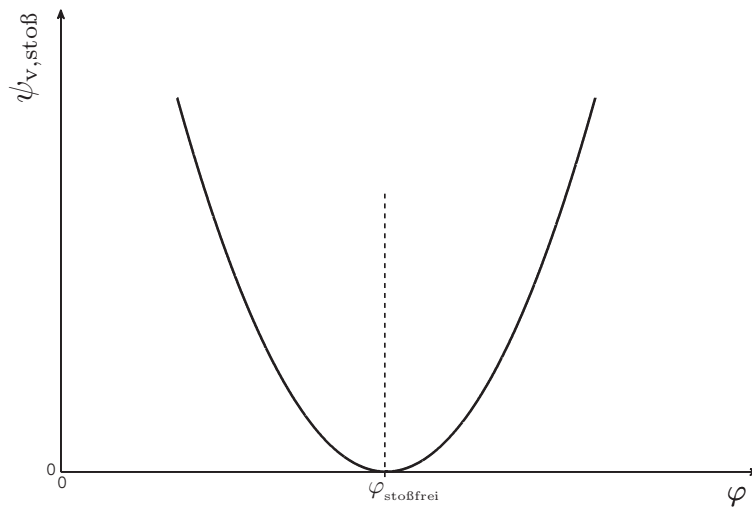


**Abbildung 2.3:** Veränderung der Absolutgeschwindigkeit  $\vec{c}$  und des Anströmwinkels  $\beta$  bei variiertem Volumenstrom nach Eck [12]

## Spaltverluste

Eine Sekundärströmung durch den Schaufelspitzenpalt und der damit verbundene Blattspitzenwirbel sind die Hauptursachen für die entstehenden Spaltverluste. Die Wirbelstärke und der Volumenstrom durch den Spalt hängen von der Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite der Rotorschaukel sowie primär von der Höhe des Spalts ab. Bedingt durch die Überströmung der Schaufel und die damit verbundene zusätzliche Geschwindigkeitskomponente, die nicht in Strömungsrichtung liegt, hat die Spaltströmung saugseitig eine Verdrängungswirkung im Bereich der Schaufelspitzen. Die genaue Richtung der Spaltströmung hängt dabei vom Profilverlauf, der Profildicke, dem Druckunterschied zwischen den Schaufelseiten, dem Volumenstrom, der Drehzahl und besonders von der Position entlang der Skelettlinie ab. Bei starker Teillast, also hoher Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite und damit verbundener starker Spaltströmung, kann dies durch Vorauswirkung zu Strömungsablösungen im Bereich der Schaufelvorderkante führen (vgl. [2]). Die durch die Spaltströmung verursachten Verluste entstehen nach Storer und Cumpsty [56] primär bei der Vermischung von Spalt- und Hauptströmung – sie hängen daher nicht von der Reynolds-Zahl ab. Der bei der Durchströmung des Spalts an der Schaufeloberfläche und am Gehäuse entstehende Reibungsverlust ist nach Storer und Cumpsty im Vergleich zu den vorgenannten Verlusten vernachlässigbar. Numerische Berechnungen an





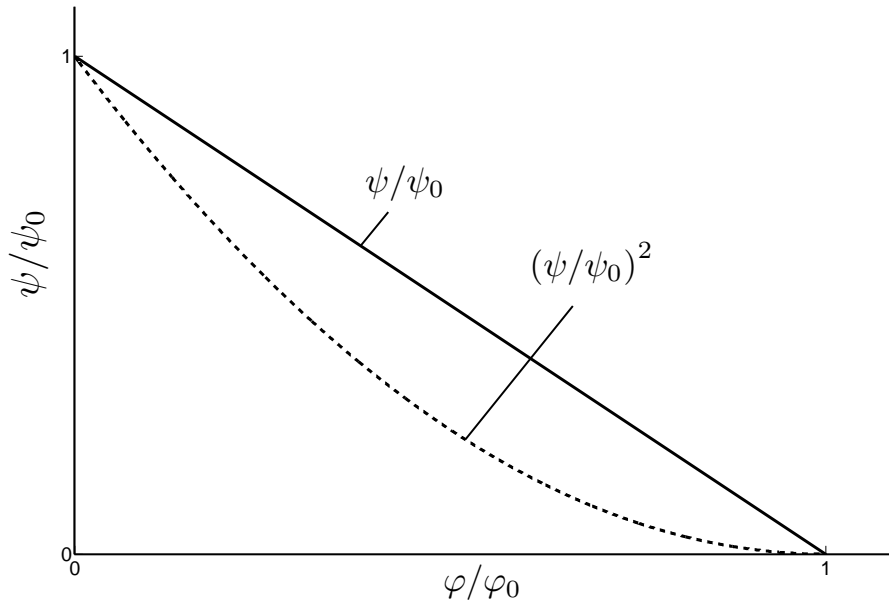
**Abbildung 2.4:** Verlauf der Stoßverluste in Abhängigkeit von der Durchflusszahl

einem Ventilatorprofil von Nickels [35] zeigen für den hydraulisch glatten Fall bei Betrachtung eines Reynolds-Zahl-Bereichs von  $Re=0,79...12,6 \cdot 10^6$  ebenfalls keinen erkennbaren Einfluss der Reynolds-Zahl auf die Spaltverluste.

Da der Wirkungsgrad, wie in Kapitel 6.3 beschrieben, vollständig über die Druckziffer aufgewertet wird, ist durch die größere Druckbeaufschlagung der Schaufeln auch ein höherer Spaltverlust zu erwarten. Storer und Cumpsty [56] beziffern den Anteil der Verluste bezogen auf die Gesamtverluste in Axialverdichtern auf unter 10%. Bei den hier betrachteten Axialventilatoren müsste dieser Wert aufgrund des geringeren Druckaufbaus und des damit verbundenen geringeren Druckunterschieds zwischen Druck- und Saugseite noch kleiner ausfallen. Die numerischen Berechnungen von Nickels stützen diese These. Hier beträgt der Spaltverlust bezogen auf die Gesamtverluste zwischen 6...10%. Eine Änderung des Druckunterschieds bedingt durch den höheren Druckaufbau bei erhöhter Reynolds-Zahl sollte sich aufgrund des nur geringen Anteils des Spaltverlusts an den Gesamtverlusten daher nur unwesentlich auf letztere auswirken. Dies konnte durch die Messungen im Rahmen dieser Arbeit bestätigt werden. Es zeigte sich kein messbarer Einfluss der Reynolds-Zahl bei variiertem Spaltweite (s. Abb. 6.9). Nach Pelz und Heß [39] ergibt sich der Spaltverlust zu:

$$\psi_{\text{spalt}} = C \left( \frac{s}{d} \right) \psi_{\text{th}}^2. \quad (2.22)$$

Abbildung 2.5 zeigt den Verlauf des Quadrats der idealen Kennlinie in Abhängigkeit von der Durchflusszahl. Da sowohl der X-Achsenabschnitt  $\psi_0$  (Druckaufbau ohne geförderten Volumenstrom) als auch der Y-Achsenabschnitt (maximal möglicher Durchsatz ohne Druckaufbau) der idealen Kennlinie von der Geometrie der Maschine abhängt, sind die Werte für den Durchsatz bzw. die Verluste jeweils bezogen dargestellt.



**Abbildung 2.5:** Verlauf der Spaltverluste in Abhängigkeit von der Durchflusszahl nach [41]

Für die Aufwertung von Interesse sind primär nur die Reibungsverluste, da nur sie von der Reynolds-Zahl abhängen (vgl. Kap. 2.4). Alle anderen oben aufgeführten, aber hier nicht diskutierten Verlustmechanismen haben nur einen untergeordneten Anteil an der Summe der Strömungsverluste und sind zudem alle von der Reynolds-Zahl unabhängig. Sie werden nachfolgend nicht explizit berücksichtigt und werden im Ausdruck „von der Reynolds-Zahl unabhängige Verluste“ zusammengefasst.

Abschließend seien der Vollständigkeit halber noch die Verluste erwähnt, die außerhalb der Stufe entstehen. Dies sind z.B. Verluste in Zu- und Ableitung, Armaturen, Krümmern, Drosseln, etc. Diese sind nicht Teil der hier untersuchten Phänomene und werden daher nicht weiter betrachtet.

### 2.3 Aufwertung des Wirkungsgrads

Wie bereits in Kapitel 2.1 beschrieben ist bei größeren Durchmesserhältnissen die Realisierung vollständiger Ähnlichkeit, also Gleichheit aller dimensionslosen Produkte, nicht zu gewährleisten. Unter Berücksichtigung des Bridgman Postulats – also bei Betrachtung ausschließlich dimensionsloser Größen – wird nachfolgend eine allgemeine Aufwerteformel hergeleitet. Der dimensionslose Verlust kann dabei in folgender Form ausgedrückt werden (vgl. [39]):

$$\psi_v = \psi_{\text{ideal}} - \psi = \frac{\psi}{\eta} - \psi = \psi_{\text{ideal}} (1 - \eta). \quad (2.23)$$

Das Verhältnis des dimensionslosen Verlusts zur idealen Druckziffer ergibt sich zu:

$$\frac{\psi_v}{\psi_{\text{ideal}}} = 1 - \eta. \quad (2.24)$$

Da die ideale Druckziffer unabhängig von Verlusten sein muss, gilt:

$$\frac{\psi_{\text{ideal,m}}}{\psi_{\text{ideal}}} = 1 \rightarrow \frac{1 - \eta}{1 - \eta_m} = \frac{\psi_v}{\psi_{\text{ideal}}} \frac{\psi_{\text{ideal,m}}}{\psi_{v,m}} = \frac{\psi_v}{\psi_{v,m}}. \quad (2.25)$$

Wird die Summe der Verluste durch die in Kapitel 2.2 vorgestellten Anteile ersetzt, so folgt:

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_m} = \frac{\psi_{v,\text{reib}} + \psi_{v,\text{spalt}} + \psi_{v,\text{inzidenz}} + \psi_{v,\text{andere}}}{(\psi_{v,\text{reib}} + \psi_{v,\text{spalt}} + \psi_{v,\text{inzidenz}} + \psi_{v,\text{andere}})_m}. \quad (2.26)$$

Wird der Anteil der nicht aufwertbaren Verluste (also aller Verluste außer dem Verlust durch Reibung) in  $\psi_{v,\text{nA}}$  zusammengefasst und der Faktor  $V$  eingeführt, der das Verhältnis aufwertbarer Verluste zum Gesamtverlust beschreibt, folgt:

$$V = \frac{\psi_{v,\text{reib}}}{\psi_{v,\text{reib}} + \psi_{v,\text{nA}}}, \quad (2.27)$$

beziehungsweise

$$1 - V = \frac{\psi_{v,\text{nA}}}{\psi_{v,\text{reib}} + \psi_{v,\text{nA}}}. \quad (2.28)$$

Die Umformung von Gleichung 2.26 unter Verwendung von aufwertbarem und nicht aufwertbarem Anteil ergibt:

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_m} = \frac{\psi_{v,\text{reib}}}{(\psi_{v,\text{reib}} + \psi_{v,\text{nA}})_m} + \frac{\psi_{v,\text{nA}}}{(\psi_{v,\text{reib}} + \psi_{v,\text{nA}})_m}. \quad (2.29)$$

Ersetzen der Gesamtverluste nach Gleichung 2.27 und 2.28 führt zu:

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_m} = V_m \frac{\psi_{v,\text{reib}}}{\psi_{v,\text{reib}_m}} + (1 - V_m) \frac{\psi_{v,\text{nA}}}{(\psi_{v,\text{nA}})_m}. \quad (2.30)$$

Stellt man Gleichung 2.30 um,

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_m} = \frac{\psi_{v,\text{nA}}}{\psi_{v,\text{nA}_m}} + V_m \left( \frac{\psi_{v,\text{reib}}}{\psi_{v,\text{reib}_m}} - \frac{\psi_{v,\text{nA}}}{\psi_{v,\text{nA}_m}} \right) \quad (2.31)$$

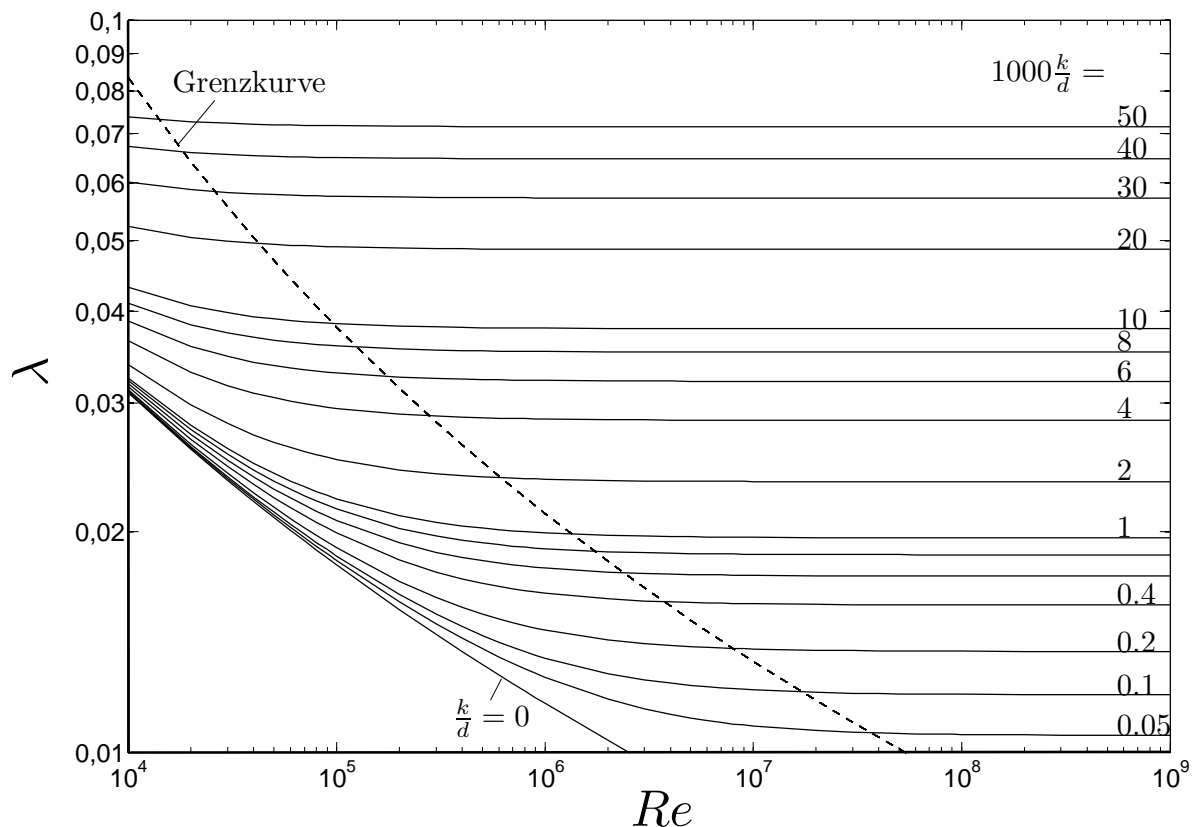
und geht von der allgemeinen Annahme geometrischer Ähnlichkeit – also identischer nichtaufwertbarer Verluste für Modell und Großausführung aus, vereinfacht sich die Formel zu:

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_m} = 1 + V_m \left( \frac{\psi_{v,\text{reib}}}{\psi_{v,\text{reib}_m}} - 1 \right). \quad (2.32)$$

Gleichung 2.32 bildet die Grundlage der in dieser Arbeit vorgestellten neuen Aufwertmethode.

## 2.4 Einfluss der Reynolds-Zahl

Die Reynolds-Zahl kann interpretiert werden als das Verhältnis von Trägheitskräften zu viskosen Reibungskräften. Wie in Kapitel 2.2 erläutert, treten laminare Strömungen nur in einem sehr kleinen Bereich der betrachteten Turbomaschinen auf, womit näherungsweise für die Vorgänge innerhalb der Maschine eine turbulente Strömung zugrunde gelegt werden. Für diese ist das besagte Verhältnis im größten Teil der Strömung ausschließlich durch überwiegende Trägheitskräfte bestimmt. Nur in einem kleinen Bereich nahe der Wand kommen die viskosen Reibungskräfte zur Geltung. Da für alle



**Abbildung 2.6:** Widerstandsgesetz der turbulenten Rohrströmung nach Colebrook (vgl. [51]) ( $k/\delta_\nu = 0 \rightarrow$  hydraulisch glatt Gl. (7)) – Bereich rechts der Grenzkurve hydraulisch rau nach Gleichung 2.36)

turbulenten Strömungen in Wandnähe die Beziehungen nach Prandtl und von Kármán gelten, ist zur Bestimmung der Reibungsverluste die Anwendung des Widerstandsgesetzes für ebene Platten (Nikuradse, Schlichting) oder das Widerstandsgesetz für turbulente Rohrströmungen (Colebrook, Abb. 2.6) sinnvoll. Hierbei sind die Extremfälle hydraulisch glatt und hydraulisch rau zu unterscheiden, auf die nachfolgend eingegangen wird.

Betrachtet man nun die Plattenoberfläche mit der Rauheitshöhe  $k$ , so kann die Erstreckung des Wandgesetzes nach Prandtl [51] zu der Erstreckung der Rauheitshöhe ins Verhältnis gesetzt werden. Das Wandgesetz beinhaltet dabei die drei Bereiche

1. viskose Unterschicht,
2. Übergangsbereich,
3. logarithmischer Bereich.

Dafür wird zunächst eine Angabe über die Höhe der Wandschicht benötigt. Nach Grein [20] ist es sinnvoll, Laufräder unter dem Gesichtspunkt der Plattenströmung zu behandeln. Da am Laufrad aufgrund der höchsten auftretenden Geschwindigkeiten auch die größten Reibungsverluste zu erwarten sind, ist es naheliegend das Plattenmodell auf die ganze Strömungsmaschine zu erweitern. Im Falle einer unendlich großen ebenen Platte steht aufgrund der nicht vorhandenen Kenntnis der Länge bzw.

Breite der Platte keine Bezugslänge zur Verfügung. Daher muss über die Dimensionsanalyse mit den die Höhe beeinflussenden Parametern Fluidichte  $\rho$ , Viskosität  $\nu$  und Wandschubspannung  $\tau_W$  eine relevante Länge bestimmt werden. Die daraus ermittelte viskose Länge  $\delta_\nu$  berechnet sich zu:

$$\delta_\nu = \frac{\nu}{u_*}, \quad \text{mit } u_* = \sqrt{\frac{\tau_W}{\rho}}, \quad (2.33)$$

wobei  $u_*$  hier für die Schubspannungsgeschwindigkeit steht, die sich aus der Dimensionsanalyse ergibt (vgl. [51]). Für den hydraulisch glatten Fall ist die typische Rauheitshöhe  $k$  kleiner als die viskose Länge (vgl. [51]):

$$\frac{k}{\delta_\nu} = \frac{u_* k}{\nu} = Re \frac{k}{d} \sqrt{\lambda/8} < 5, \quad \text{mit } Re = (c_{\max} - 3,75u_*) d/\nu. \quad (2.34)$$

Dabei gilt für die Widerstandszahl  $\lambda$  das approximierte Potenzgesetz nach Blasius (vgl. [49]) und eine starke Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl:

$$\lambda \sim Re^{-\alpha}. \quad (2.35)$$

Für den hydraulisch rauen Fall ist die typische Rauheitshöhe  $k$  sehr viel größer als die viskose Länge ( $k/\delta_\nu > 70$ ). Hierbei ist die durch Theodore von Kármán gefundene exakte Lösung gültig (vgl. [51])

$$\lambda = \left( 2 \lg \frac{d}{2k} + 1,74 \right)^{-2}. \quad (2.36)$$

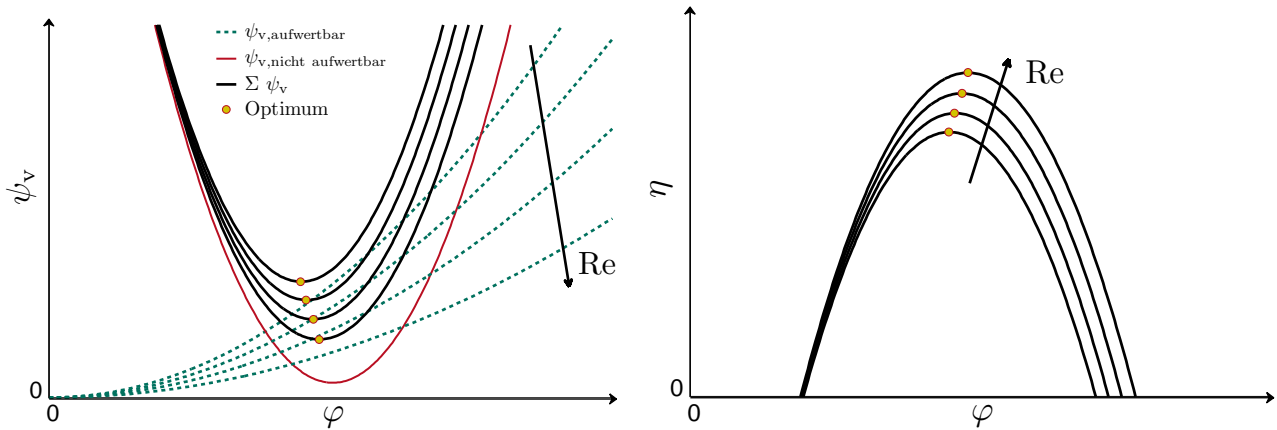
Damit ist die Rohrreibungszahl  $\lambda$  in diesem Bereich nur noch abhängig von der relativen Rauheit und nicht mehr von der Reynolds-Zahl.

Die meisten Aufwertformeln betrachten nur den ersten Bereich der hydraulisch glatten Oberfläche (siehe Kap. 3). Wie bereits Osterwalder [37] zeigen konnte, erweist sich jedoch die Oberflächenrauheit als dominantes Kriterium für die Reibungsverluste. Für die Aufwertung ist daher der Übergang zwischen hydraulisch glattem und rauen Bereich bzw. der vollkommen raue Bereich relevant. Wie in Kapitel 6.2 gezeigt wird, ist eine Aufwertung ohne die Einbeziehung der Rauheit wenig sinnvoll.

Bei der praktischen Aufwertung im Bereich der Ventilatoren ist grundsätzlich zwischen Verlusten, die wie die Rohrreibungszahl von der Reynolds-Zahl abhängig sind (aufwertbare Verluste), und von der Reynolds-Zahl unabhängigen Verlusten zu unterscheiden (nicht aufwertbare Verluste).

Solange der hydraulisch raue Bereich noch nicht erreicht ist, zeigt sich zudem ein weiterer Effekt. Teilt man die Verluste in Reibungsverluste (also aufwertbare Verluste) und sonstige Verluste (Spalt, Inzidenzverluste, etc. – also nicht aufwertbare Verluste) auf und stellt den Verlauf über der Durchflusszahl bei verschiedenen Reynolds-Zahlen dar, so ergibt sich für größere Reynolds-Zahlen eine Verschiebung des Optimums zu größeren Durchflusszahlen. In Abbildung 2.7 sind neben den Wirkungsgraden in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl auch das Verhalten der Verluste nach aufwertbaren und nicht aufwertbaren Anteilen einzeln aufgeführt und die Summe als Gesamtverlust dargestellt. Während im rechten Bild die unterste Wirkungsgradkurve als Analogie zur Messung am Modell mit geringer Reynolds-Zahl

im Überlastbereich fällt, steigen die Wirkungsgradkurven für höhere Reynolds-Zahlen zunächst noch an und erreichen ihr Maximum erst bei höheren Durchflusszahlen. Die Verschiebung des Optimums ist dabei auf den Verlauf der Verluste im linken Bild zurückzuführen.




**Abbildung 2.7:** Zusammensetzung der Gesamtverluste bei variiert Reynolds-Zahl (da die nicht aufwertbaren Verluste (rot) auch die Spaltverluste enthalten, sind sie stets größer null)

Dieser Effekt zeigt sich auch bei der Betrachtung der Messdaten beispielsweise in Abbildung 6.2. Da die neue Methode im Gegensatz zur bisher angewandten Ackeret-Gleichung nicht nur die maximalen Wirkungsgrade betrachtet, sondern die Aufwertung immer entlang einer konstanten Durchflusszahl erfolgen soll, ist die Beschreibung dieses Effekts von großer Bedeutung.

## 2.5 Zusammenfassung

Es wurde gezeigt, welche Voraussetzungen zu erfüllen sind, um eine direkte Übertragbarkeit der Messergebnisse von Wirkungsgrad und Druckziffer auf eine Großausführung zu gewährleisten. Da es bei großen Durchmesserhältnissen (von Großausführung zu Modell, wie sie bei Großventilatoren die Regel darstellen) nicht möglich ist, die Voraussetzungen für eine direkte Übertragbarkeit zu erfüllen, wird auf vollständige Ähnlichkeit verzichtet. Dabei wird eine Differenz in der Reynolds-Zahl und gleichzeitig ein geringerer Wirkungsgrad bzw. eine geringere Druckziffer in Kauf genommen. Im Gegenzug muss jedoch eine Korrektur von Wirkungsgrad und Druckziffer vorgenommen werden.

Die grundlegenden Verluste innerhalb einer axialen Turbomaschine wurden unter dem Aspekt der Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl vorgestellt und darauf aufbauend eine allgemeine Gleichung zur Wirkungsgradaufwertung hergeleitet. Dabei wurde argumentiert, dass nur die Reibungsverluste auf eine Änderung der Reynolds-Zahl reagieren. Für die vorgestellte allgemeine Gleichung zur Aufwertung des Wirkungsgrads ist es daher zwingend erforderlich, die Abhängigkeit der Reibungsverluste entsprechend modellieren zu können. Weiterhin ist die Kenntnis des Reibungsverlustanteils an den Gesamtverlusten nötig. Beide Parameter sind Grundlage der in Kapitel 7 vorgestellten neuen Methode. Der abschließend vorgestellte Effekt der Verschiebung des Optimums hin zu höheren Durchflusszahlen



---

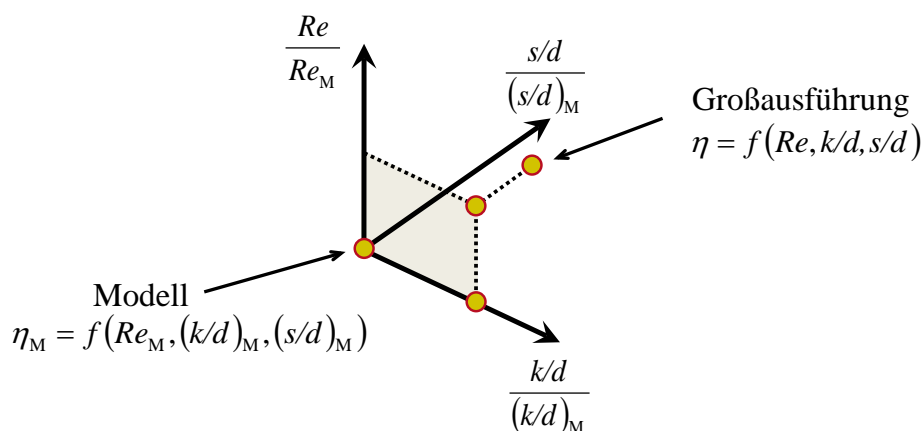
len ist neben der reinen Änderung des Reibungsverlustes ebenfalls von entscheidender Bedeutung, da er je nach Betriebszustand der Anlage den Aufwerteeffekt zum Teil deutlich verstärken kann.

### 3 Historie und aktueller Stand

Wie bereits beschrieben beginnt die Geschichte der Aufwertung Anfang des 20. Jahrhunderts, als die Durchmesser von Turbomaschinen innerhalb weniger Jahrzehnte deutlich anwuchsen. Messungen an Modellmaschinen bieten nach wie vor folgende Vorteile:

- geringere Abmessungen des Prüfstands (dadurch geringere Herstellungskosten),
- geringere Leistungen, dadurch geringere Anschaffungskosten von Antriebsmaschinen bzw. Generatoren und geringere Betriebskosten
- bessere Genauigkeit durch standardisierte Messverfahren und -technik,
- Ermöglichen von Optimierungen vor dem Bau der Großausführung,
- ggf. leichtere Handhabung des Fluids (z.B. kaltes anstelle von heißem Wasser oder Ersatz von z.B. giftigen oder brennbaren Fluiden),
- bessere Vergleichbarkeit (und dadurch auch Verwendung des Ergebnisses als Grundlage für Auftragsvergabe), da keine anlagenspezifischen Bauteile wie z.B. vorgeschaltete Krümmer das Ergebnis beeinflussen.

Seither sind eine Vielzahl von Methoden zur Wirkungsgradaufwertung entwickelt worden. Einen Überblick bietet Tabelle 3.1. Aufgrund der Vielzahl von Aufwertungsformeln ist nur eine Auswahl dargestellt. Zusätzliche Methoden finden sich beispielsweise in [22], [27], [36] und [38]. Aufgrund der großen Zahl der veröffentlichten Methoden (allein die vorgenannten Quellen enthalten mehr als 30 verschiedene) soll an dieser Stelle nur auf die grundlegenden Unterschiede und die erreichbaren Genauigkeiten eingegangen werden.



**Abbildung 3.1:** Aufwertung in Form einer Extrapolation für verschiedene Parameter nach [40]



Nr.	Autor	Jahr	Formel	Quelle
1	Moody	1925	$\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = \left(\frac{D}{D_m}\right)^{-0,25}$	[34]
2	Staufer	1925	$\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = \left[\frac{D}{D_m} \sqrt{\left(\frac{H}{H_m}\right)}\right]^{-0,25}$	[53]
3	Anderson	1977	$\frac{0,94-\eta}{0,94-\eta_m} = \left(\frac{\dot{V}}{\dot{V}_m}\right)^{-0,32}$	[1]
4	Pfleiderer	1947	$\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = \left(\frac{Re}{Re_m}\right)^{-0,1}$	[42]
5	Ackeret	1948	$\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = V \left[1 + \left(\frac{Re}{Re_m}\right)^{-0,2}\right]$ , mit $V = 0,5$	[32]
6	Stoffel	1980	$\frac{\eta_\infty - \eta}{\eta_\infty - \eta_m} = \left(\frac{Re}{Re_m}\right)^{-0,2}$	[54]
7	Spurk	1992	$\eta(1/Re) = \eta_m(1/Re_m) + \frac{\partial \eta_m(1/Re_m)}{\partial (1/Re)} (1/Re - 1/Re_m)$	[52]
8	Pelz & Heß	2010	$\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = 1 + V \left(\frac{\lambda}{\lambda_m} - 1\right), \text{ mit}$ $V = 1 - \frac{\eta}{1-\eta} \frac{1}{\psi} [\psi_i(\varphi_{\text{opt}}) + \psi(\varphi_{\text{opt}}) + \psi(\varphi) - \psi'_0(\varphi - \varphi_{\text{opt}})]$	[39]
9	Pelz & Heß	2010	$\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = 1 + V \left(\frac{\lambda}{\lambda_m} - 1\right), \text{ mit}$ $V = b \frac{\eta}{1-\eta} \frac{\varphi^2 + 1}{\psi} \lambda(Re, k/d)$	[39]

**Tabelle 3.1:** Auswahl unterschiedlicher Methoden zur Wirkungsgradaufwertung

---

Prinzipiell handelt es sich bei einer Aufwertung um eine Extrapolation, die sowohl auf rein empirischen Erfahrungen als auch physikalischen Gesetzmäßigkeiten beruhen kann. Abbildung 3.1 stellt dabei die Vorgehensweise für die Parameter Reynolds-Zahl, relative Rauheit und relativer Spalt dar. Die Anforderungen an eine Aufwerteformel sind:

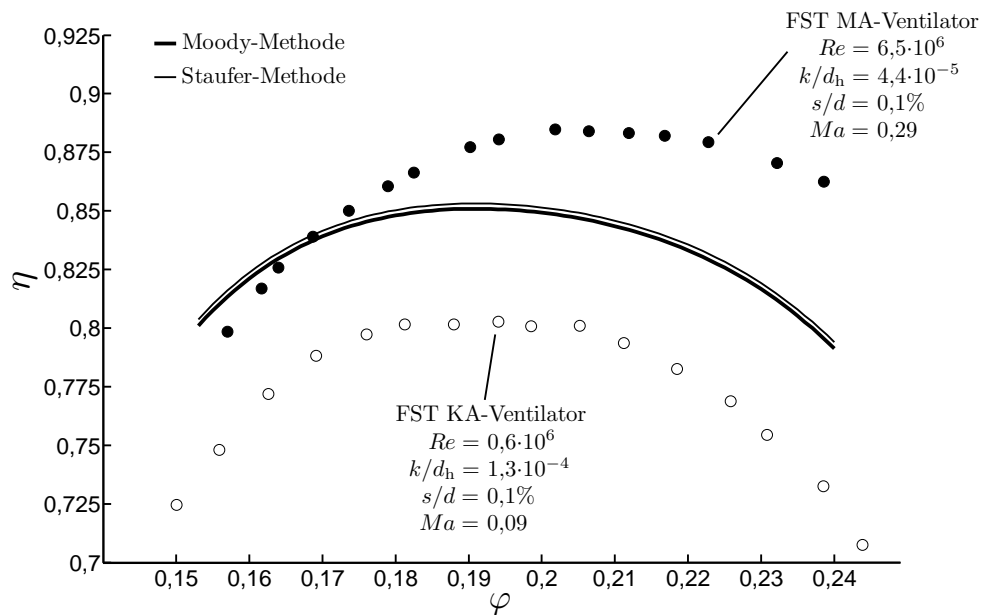
1. Betrachtung dimensionsloser Größen (konform zum Bridgman Postulat)
2. Physikalische Begründung
3. Berücksichtigung des Parameters Durchflusszahl zur Erfassung der Optimumverschiebung

Theoretisch könnte noch die Anforderung gestellt werden, die Methode müsste bei unterschiedlichen Strömungsformen (laminar bzw. turbulent) anwendbar sein. Da sich beim Übergang jedoch eine Unstetigkeit ergibt, müssen beide Bereiche separat betrachtet werden. Nachfolgend werden nur Methoden behandelt die sich auf turbulente Strömungen beziehen.

Grundsätzlich können bei der Art der Extrapolation die zwei genannten Arten unterschieden werden. Die geschichtlich ältesten Methoden basieren zumeist auf empirischen Betrachtungen, wobei auch später noch Aufwertemethoden aus diesem Bereich entwickelt wurden. Beispiele hierfür sind die Methoden Nr. 1 bis Nr. 3 in Tab. 3.1. Der Vorteil dieser Methoden liegt in ihrer geringen Komplexität und der einfachen Anwendbarkeit, verbunden mit einer vergleichsweise einfachen Herleitung, die in einer Beschreibung des Einflusses eines frei wählbaren Parameters besteht. So bezieht beispielsweise Moody (Nr. 1) die Änderung des Wirkungsgrads nur auf den Quotienten der Durchmesser und verwendet dabei für den Exponenten aus Gleichung Gl. 2.35 einen Wert von  $\alpha = 0,25$ , während Staufer (Nr. 2) die Methode noch um den Einfluss der Förderhöhen erweitert. Da die Methoden jedoch nur die Beschreibung des Aufwerteeffekts einzelner Messungen darstellen, erfüllen sie keine der genannten Forderungen. Somit ist keine direkte Übertragbarkeit auf andere Anwendungsfälle gegeben. Da zudem kein Einfluss der relativen Rauheit erfasst wird, ist die Gültigkeit der genannten Methoden selbst im Bereich der zugrunde liegenden Datenbasis eingeschränkt. In Abbildung 3.2 erfolgt die Anwendung von Methode Nr. 1 und Nr. 2 auf Messdaten dieser Arbeit. Aufbauend auf der Referenzmessung bei kleiner Reynolds-Zahl (FST Ventilator KA), wird der Wirkungsgradverlauf bei einer größeren Reynolds-Zahl vorhergesagt und mit den Messungen am FST Ventilator MA verglichen.<sup>1</sup> Beide Modelle besitzen aufgrund unterschiedlicher Baugröße und variabler Drehzahl unterschiedliche relative Rauheiten. Bestimmt man den Wert des Verhältnisses von Rauheitshöhe zu viskoser Länge nach Gleichung 2.34 unter Verwendung des hydraulischen Durchmessers  $d_h$  eines Strömungskanals, so liegen die Werte für den FST Ventilator KA mit  $Re = 0,6 \cdot 10^6$  bei 0,7 und für den FST Ventilator MA mit  $Re = 6,5 \cdot 10^6$  bei 2,3 und erfüllen somit die Forderung nach einem Wert von  $k/\delta_\nu < 5$  für den hydraulisch glatten Bereich. Aufgrund des geringen Druckaufbaus bei den hier untersuchten Axialventilatoren zeigt sich praktisch kein Unterschied zwischen den beiden Methoden. Da bei der Methode nach Moody nur der Einfluss des Durchmessers betrachtet wird und in der Methode von Staufer der Einfluss der Förderhöhe für die betrachtete Maschine verschwindend gering ist, können anhand der

---

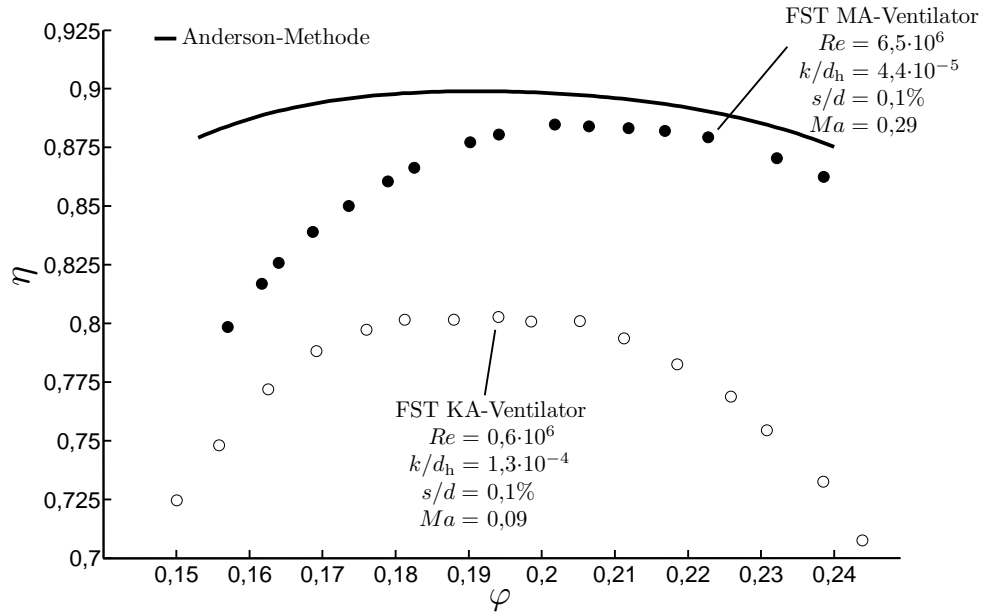
<sup>1</sup>Eine genaue Beschreibung der beiden Anlagen findet sich in Kapitel 4.



**Abbildung 3.2:** Vergleich des gemessenen und mittels Methode Nr. 1 und Nr. 2 aus Tabelle 3.1 vorhergesagten Wirkungsgrads für den Auslegungs-Staffelungswinkel

beiden Methoden keine Aufwertungen für die gleiche Maschine bei unterschiedlicher Drehzahl durchgeführt werden. Dies bestätigt die schlechte Übertragbarkeit auf Messdaten außerhalb der zugrunde liegenden Datenbasis.

Die Methode nach Anderson (Nr. 3) ist ebenfalls nur eine Beschreibung des Einflusses eines Parameters, wobei in diesem Fall der Volumenstrom gewählt wurde. Die Methode basiert auf den Wirkungsgraden von mehreren tausend Pumpen mit verschiedenen Betriebsdaten, Rauheiten und spezifischen Drehzahlen. Daraus leitet Anderson einen maximal erreichbaren Wirkungsgrad von  $\eta = 0,94$  ab. Zwar geht somit der Einfluss des relativen Spalts und der Inzidenz sowie der relativen Rauheit ein – der maximale Wirkungsgrad lässt sich auf das Erreichen des hydraulisch rauhen Bereichs zurückführen – andererseits wird davon ausgegangen, dass ein konstanter, von der Bauform (spezifische Drehzahl) unabhängiger Wert für den maximalen Wirkungsgrad über der vollständigen Kennlinie vorliegt. Bedingt durch die kleineren Strömungsgeschwindigkeiten nimmt gerade im Teillastbereich der Anteil der aufwertbaren Reibungsverluste massiv ab, während im Gegenzug die Spaltverluste (durch den höheren Druckaufbau) und die Inzidenzverluste deutlich zunehmen. Der maximal erreichbare Wirkungsgrad muss daher in diesem Bereich deutlich kleiner sein. Der Vergleich der Methode mit den Messdaten in Abbildung 3.3 bestätigt diesen Umstand. Allgemein ist eine deutlich zu große Vorhersage des Wirkungsgrads zu erkennen, besonders groß ist die Abweichung im Teillastbereich. Der Vorteil der Methode liegt erneut in der einfachen Anwendbarkeit. Durch die Mittelung des maximal erreichbaren Wirkungsgrads über eine große Datenbasis mag sie gegebenenfalls eine umfangreicheren Anwendungsbereich als die vorgenannten Methoden haben, sie kann im Einzelfall allerdings höchstens eine Abschätzung der zu erwartenden Aufwertung liefern.

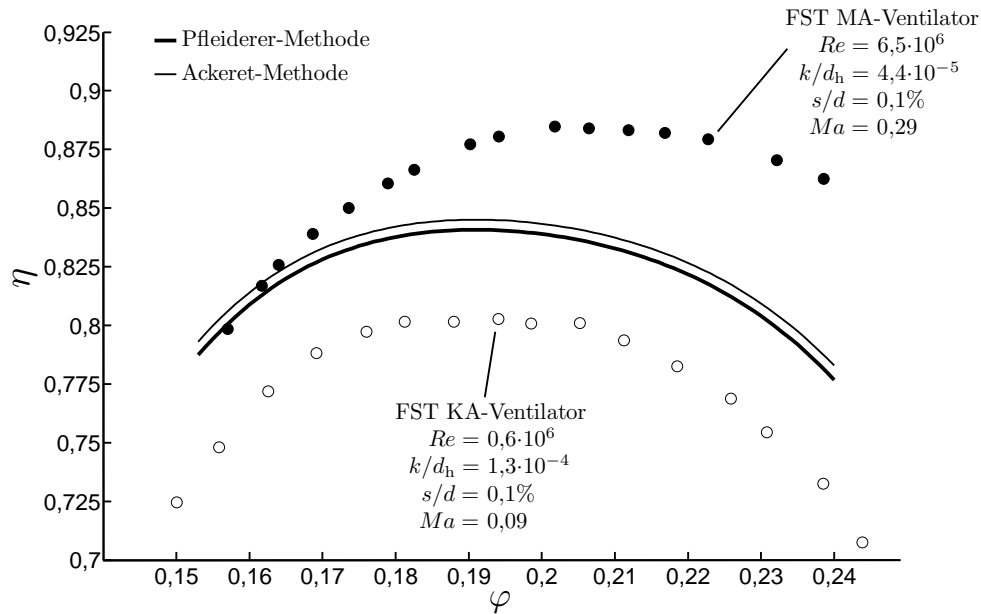


**Abbildung 3.3:** Vergleich des gemessenen und nach der Methode von Anderson vorhergesagten Wirkungsgrads für den Auslegungs-Staffelungswinkel

Die zweite Art der Methoden basiert auf den diskutierten dimensionsanalytischen Betrachtungen. Diese Methoden gehen stets von geometrischer Ähnlichkeit und hydraulisch glatter Oberfläche ( $k/\delta_\nu < 5$ ) aus. Da nur der Quotient der Reibungsverluste benötigt wird, kann statt der tatsächlichen Werte für  $\psi_{v,reib}$  in Gl. 2.32 die Beziehung nach Gl. 2.35 verwendet werden. Die gezeigten Methoden stellen daher Spezialfälle der folgenden allgemeinen Form dar:

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_m} = 1 + V_m \left[ \left( \frac{Re}{Re_m} \right)^{-\alpha} - 1 \right]. \quad (3.1)$$

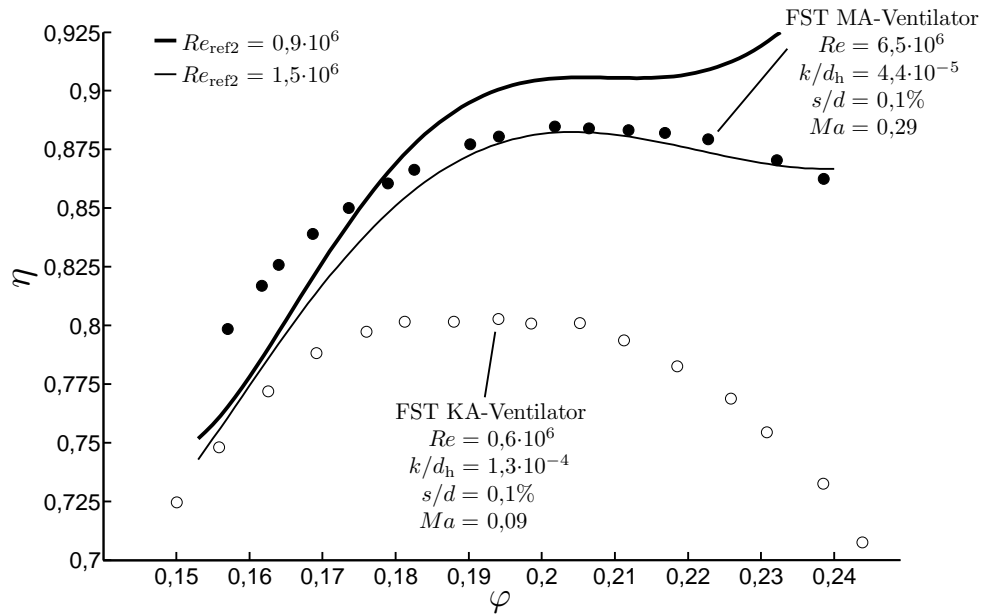
Als die bekanntesten dieser Gruppe sind die Gleichungen von Pfeleiderer (Nr. 4) und Ackeret (Nr. 5) zu nennen. Während Pfeleiderer jedoch  $V \equiv 1$  setzt, teilte Ackeret als erster die Verluste nach ihrer Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl ein. Er ging davon aus, dass nur die Hälfte aller in der Maschine entstehenden Verluste von der Reynolds-Zahl abhängig und damit aufwertbar ist. Der Vorteil dieser Methode ist neben Erfüllung der ersten Forderung (Konformität zum Bridgman Postulat) die nach wie vor geringe Komplexität. Zwar werden wie gefordert auch nur dimensionslose Größen betrachtet, allerdings unter den erwähnten Einschränkungen hinsichtlich geometrischer Ähnlichkeit und hydraulisch glatter Oberfläche. Dass der Anteil der aufwertbaren Verluste zudem als konstant angenommen wird und nicht vom Betriebsbereich abhängt, ist eine weitere Beschränkung der Allgemeingültigkeit. Wendet man die beiden Methoden auf die Ergebnisse dieser Arbeit an, so unterscheiden sie sich nur gering (Abb. 3.4). Während im Teillastbereich gute Ergebnisse erzielt werden, zeigt sich der erwähnte negative Einfluss des konstanten Werts für  $V$  im Bereich des Optimums und bei Überlast. Hier erfolgt eine deutliche Unterschätzung des Aufwerteeffekts.



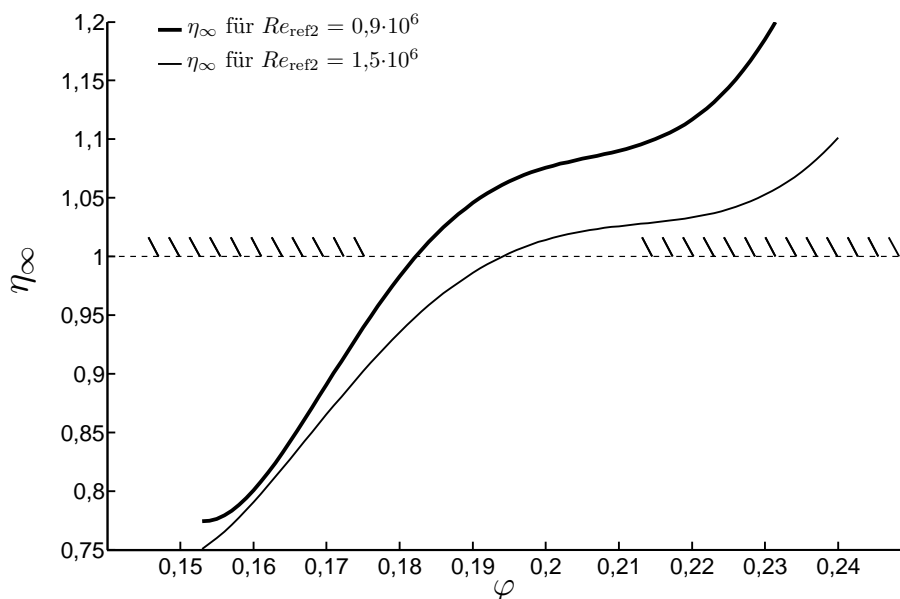
**Abbildung 3.4:** Vergleich des gemessenen und nach den Methoden von Pfeleiderer und Ackeret vorhergesagten Wirkungsgrads für den Auslegungs-Staffelungswinkel

Die Aufwertung nach Stoffel (Nr. 6) stellt eine Weiterentwicklung der Ackeret-Formel dar. Stoffel geht dabei von einem maximal erreichbaren Wirkungsgrad  $\eta_{\infty}$  aus, der den Einfluss der relativen Rauheit, des relativen Spalts und der Inzidenz berücksichtigt. Im Gegensatz zu Andersons maximal erreichbaren Wirkungsgrad von  $\eta = 0,94$  handelt es sich dabei jedoch nicht um einen konstanten Wert, sondern einen von der Maschine und dem Betriebspunkt abhängigen Parameter. Durch die Einbeziehung der relativen Rauheit in  $\eta_{\infty}$  sind entgegen dem Ackeretschen Ansatz somit alle anderen Verluste aufwertbar. Von den Anforderungen werden zwar die ersten beiden Punkte ohne Einschränkungen erfüllt, nachteilig ist jedoch, dass der genaue Wert von  $\eta_{\infty}$  maßgeblich von der Geometrie abhängig ist und für unterschiedliche Maschinen stets neu bestimmt werden muss. Durch die dafür notwendigen Messungen bei unterschiedlichen Drehzahlen am Modell, steigt der damit verbundene zeitliche und finanzielle Aufwand (Notwendigkeit eines Motors mit regelbarer Drehzahl). Ein Vergleich mit den Messdaten in Abbildung 3.5 zeigt zudem eine deutliche Abhängigkeit von der zur Bestimmung von  $\eta_{\infty}$  zusätzlich benötigten Referenz-Reynolds-Zahl, wobei für beide Fälle der maximal erreichbare Wirkungsgrad auf unphysikalische Werte über eins steigt (Abb. 3.6). Zurückzuführen ist dies auf die nicht berücksichtigte Verschiebung des Optimums, sowie auf den geringen Wert des Exponenten  $\alpha = 0,2^2$ . Nachteilig ist außerdem die nicht berücksichtigte, in der Praxis jedoch fast immer auftretende, unterschiedliche relative Rauheit zwischen Modell und GA, da  $\eta_{\infty, m} ((k/d)_m) \neq \eta_{\infty} (k/d)$ .

<sup>2</sup>wie in Kapitel 7.1 gezeigt, ist ein Wert von  $\alpha = 0,25$  für Axialventilatoren zutreffender

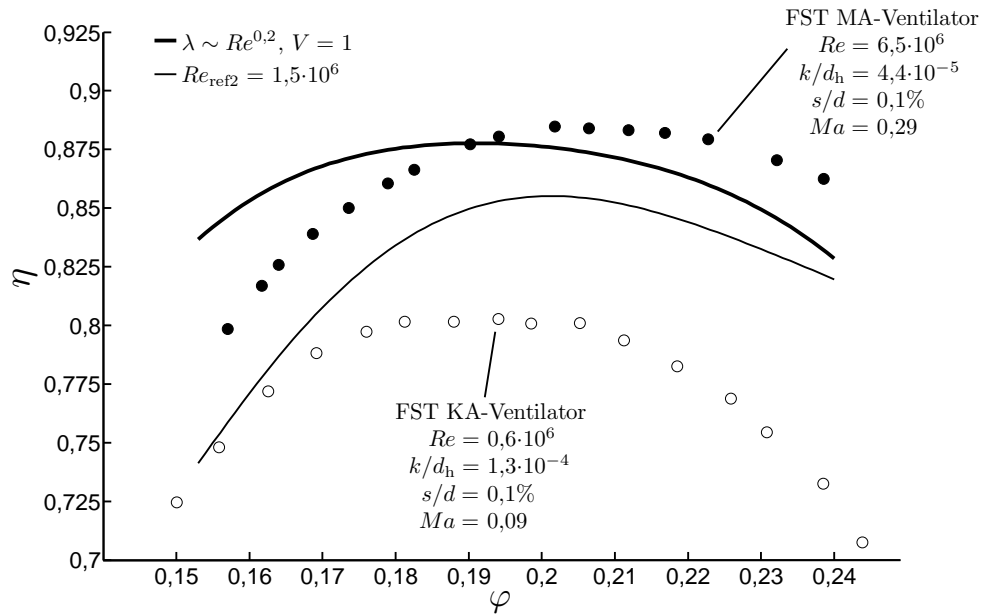


**Abbildung 3.5:** Vergleich des gemessenen und nach der Methode von Stoffel vorhergesagten Wirkungsgrads für den Auslegungs-Staffelungswinkel, die Ermittlung von  $\eta_{\infty}$  erfolgte dabei über eine zweite Referenz-Reynolds-Zahl



**Abbildung 3.6:** Vergleich des maximal erreichbaren Wirkungsgrads  $\eta_{\infty}$  nach Stoffel mit unterschiedlichen Referenz-Daten

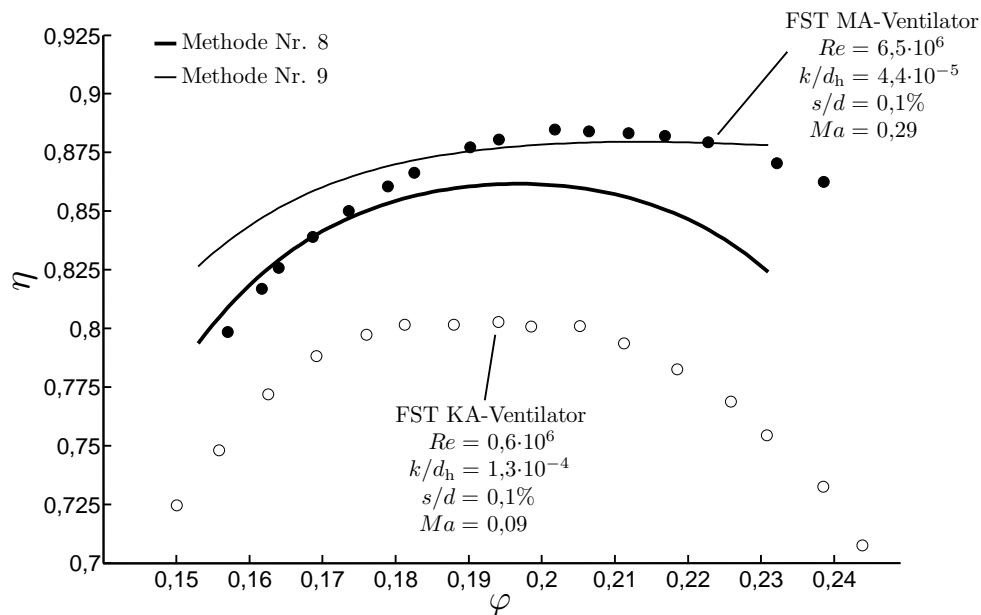
Interessant ist auch die Aufwertung nach Spurk (Nr. 7). Hier wird der Aufwerteeffekt mittels Taylor-Entwicklung berechnet. Die benötigte Steigung im zweiten Glied beschreibt dabei die Änderung in der Widerstandszahl in Abhängigkeit von  $1/Re$  (vgl. Abb. 2.6). Daher kann sowohl die Gleichung der Widerstandszahl nach 2.35 in der allgemeinen Gleichung 2.32 verwendet oder alternativ eine zusätzliche Referenzmessung durchgeführt werden. Die Methode erfüllt die Anforderungen eins und



**Abbildung 3.7:** Vergleich des gemessenen und nach der Methode von Spurk vorhergesagten Wirkungsgrads für den Auslegungs-Staffelungswinkel, die Ermittlung der für die Taylor-Entwicklung benötigten Ableitung erfolgte dabei einmal durch Verwendung der Widerstandszahl  $\lambda$  und über eine zusätzliche Referenz-Reynolds-Zahl

zwei, berücksichtigt erneut allerdings keine Optimumsverschiebung. Abbildung 3.7 zeigt dabei die Ergebnisse für beide Möglichkeiten im Vergleich mit den Messdaten. Dabei wurde in der allgemeinen Gleichung  $V = 1$  gesetzt, für  $V = 0,5$  ergäbe sich die Aufwertung nach Ackeret. Da für den Fall der Verwendung der Widerstandszahl der Parameter  $V$  unbekannt ist und von diesem das Ergebnis maßgeblich abhängt, ist für eine genaue Vorhersage eine zusätzliche Messung zu empfehlen, die so nah wie möglich an der Reynolds-Zahl der GA liegt. Dies schließt eine praktische Anwendung für den hier untersuchten Fall aus, da die Reynolds-Zahl der GA in der Regel 5...20 mal größer ist als die im Modell erzielte. Zusätzlich wären noch Messungen bei unterschiedlichen Drehzahlen am Modell nötig, was wie bereits erwähnt den zeitlichen und finanziellen Aufwand deutlich erhöhen würde.

In der Arbeit von Pelz und Heß [39] wurden zwei weitere Methoden vorgestellt (Nr. 8 und Nr. 9), die die vorgenannte allgemeine Form zur Aufwertung heranziehen und somit die Anforderungen zur Konformität zum Bridgman Postulat als auch die der physikalische Begründung erfüllen. Die Unterschiede liegen hier in der Bestimmung des Anteils aufwertbarer Verluste  $V$ . In Nr. 8 wird hierbei rein analytisch vorgegangen, so dass keine aufwändigen Messungen bei unterschiedlichen Drehzahlen nötig sind. Zwar wird dabei auf einfache Art eine im Vergleich zu den vorhergehenden Methoden deutlich bessere Aufwertung erzielt, nachteilig ist jedoch die Tatsache, dass die Verschiebung des Optimums nicht berücksichtigt wird, die wie bereits erwähnt von entscheidender Bedeutung ist. Die zweite Methode (Nr. 9) basiert im Gegenzug auf der Modellierung der Reibungsverluste – diese werden somit nicht mehr als konstant angenommen. Der enthaltene Faktor  $b$  ist dabei von der Geometrie abhängig und muss aus Messungen bei unterschiedlichen Reynolds-Zahlen bestimmt werden. Dieser Ansatz ist somit zwar prinzipiell in der Lage eine Verschiebung des Optimums wiederzugeben, allerdings zeigen



**Abbildung 3.8:** Vergleich des gemessenen und nach den Methoden von Pelz und Heß vorhergesagten Wirkungsgrads für den Auslegungs-Staffelungswinkel

die Messergebnisse, dass vor allem der Teillastbereich dadurch deutlich überschätzt wird. Hier dominieren, wie bereits beschrieben, Spalt- und Inzidenzverluste, die von der Modellierung nicht erfasst werden. Zudem erhöhen die zusätzlichen notwendigen Messungen den Aufwand, was gegen eine Etablierung der Methode in der Praxis spricht.

Eine umfassende Bestandsaufnahme über existierende Aufwertemethoden und deren Anwendbarkeit auf Axialventilatoren findet sich in der Arbeit von Rösener und Kosyna [45]. Hierbei wurde eine Literaturbegutachtung (Stand 1992) mit dem Hintergrund der Nutzbarkeit für die Aufwertung an Axialventilatoren durchgeführt. Rösener zieht die Schlussfolgerung, dass in der zur Verfügung stehenden Literatur keine Methode existiert, die eine allgemeine Aufwertung – vor allem unter dem Aspekt unterschiedlicher Rauheiten – ermöglicht. Obwohl in der Literatur immer auf diesen Aspekt hingewiesen und die Schwierigkeit der Beschreibung erörtert wird, existiert nach seiner Aussage keine Gleichung, die einen breiten Anwendungsbereich für Ventilatoren erkennen lässt.

In der Arbeit von Rösener und Kosyna wird weiterhin eine Betrachtung von Aufwertegleichungen für Kreispumpen und Turboverdichtern durchgeführt. Hierbei wird deutlich, dass bei Turboverdichtern die Reynolds-Zahl-Verhältnisse von Großausführung und Modell in sehr viel weiteren Grenzen variiert werden als bei Ventilatoren. Die Bestimmung der freien Parameter  $V$  bzw.  $\alpha$  anhand von Versuchsergebnissen ist aufgrund des großen Bereichs bei Turboverdichtern daher einfacher. Zur Berechnung der Verluste werden bekannte Widerstandsgesetze der turbulenten Rohr- bzw. Plattenströmung verwendet. Dies erlaubt zwar eine einfache Bestimmung von  $V$  und  $\alpha$  durch den Abgleich mit Versuchsergebnissen, schränkt aber zugleich die Allgemeingültigkeit und Übertragbarkeit auf andere Geometrien massiv ein. Infolgedessen zielen die Aufwertegleichungen für Turboverdichter primär auf den Bereich



---

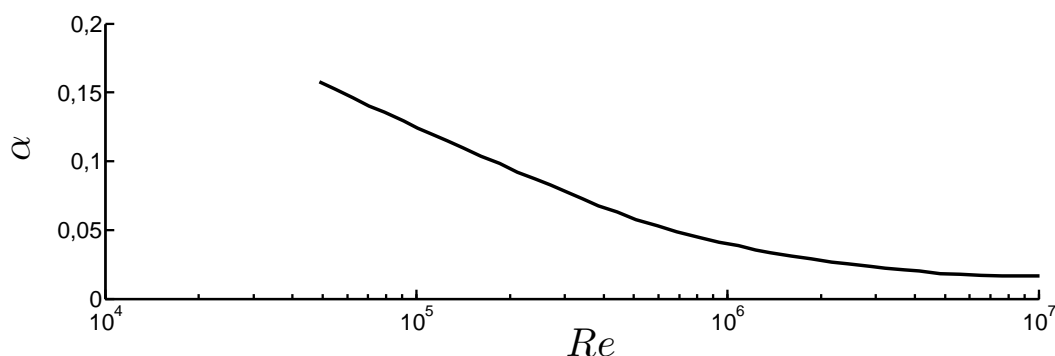
des maximalen Wirkungsgrads, um die Zahl der Einflussgrößen auf  $V$  überschaubar zu halten. Innerhalb der Kreiselpumpen und Turboverdichter existiert demnach keine Gleichung, die sich für die Anwendung bei Ventilatoren eignet.

Der von Rösener und Kosyna gezogene Vergleich der Aufwertgleichungen für Wasserturbinen zeigt ein ähnliches Bild. Auch hier ist man mehr und mehr bestrebt, sich von universellen Gleichungen zu lösen und zur Einzelverlustanalyse überzugehen. Damit ist auch hier keine Übertragbarkeit auf die Aufwertung bei Ventilatoren gegeben.

Eine allgemeingültige Methode muss nach der allgemeinen Gleichung 2.32 zwei Anforderungen erfüllen. Erstens muss sie analog zur Widerstandszahl  $\lambda$  in Abbildung 2.6 in der Lage sein, den Verlauf des Reibungsverlusts in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl wiederzugeben, was die Kenntnis des Exponenten  $\alpha$  entsprechend den Betrachtungen in Kapitel 2.4 beinhaltet. Zweitens muss sie in Abhängigkeit vom Betriebspunkt die Möglichkeit bieten, den Anteil der Reibungsverluste zum Gesamtverlust  $V$  zu beschreiben. Häufig werden die beiden Effekte miteinander kombiniert, so dass für den Betriebspunkt  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1$  nur eine Abhängigkeit in Form der Pfeleiderer-Formel (Nr.4) beschrieben wird. Da eine allgemeingültige Methode nur unter Einhaltung des Bridgman Postulats möglich ist, muss sie eine Form der allgemeinen Gleichung 2.32 darstellen. Nachfolgend werden daher die in der Literatur genannten Werte bzw. Wertebereiche für die in der Gleichung enthaltenen Parameter  $\alpha$  und  $V$  aufgeführt.

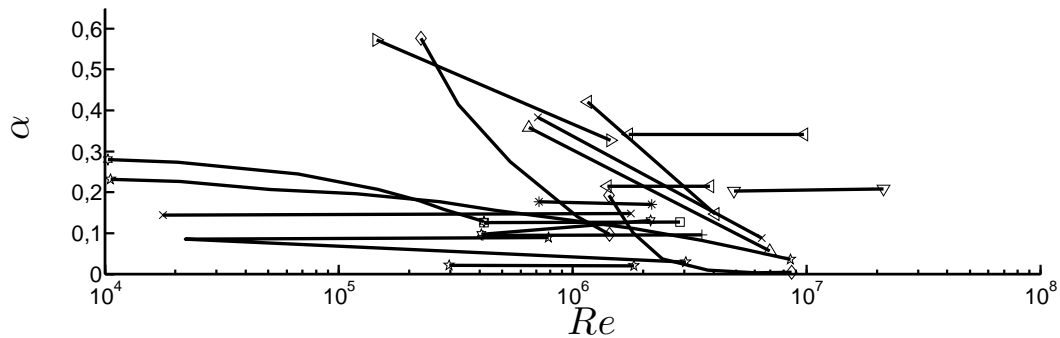
### Exponent $\alpha$

Unter Verwendung der Pfeleiderer-Formel für den Bereich von  $Re = 5 \cdot 10^5 \dots 10^7$  gibt Rotzoll [46] einen Wertebereich von  $\alpha = 0,02 \dots 0,16$  an (Abb. 3.9), welchen er bei Untersuchungen an einer langsamläufigen Kreiselpumpe ermittelte. Die Reynolds-Zahl wurde dabei durch Variation der Drehzahl und unterschiedliche Temperaturen des verwendeten Fluids (dünnflüssiges Öl) realisiert.



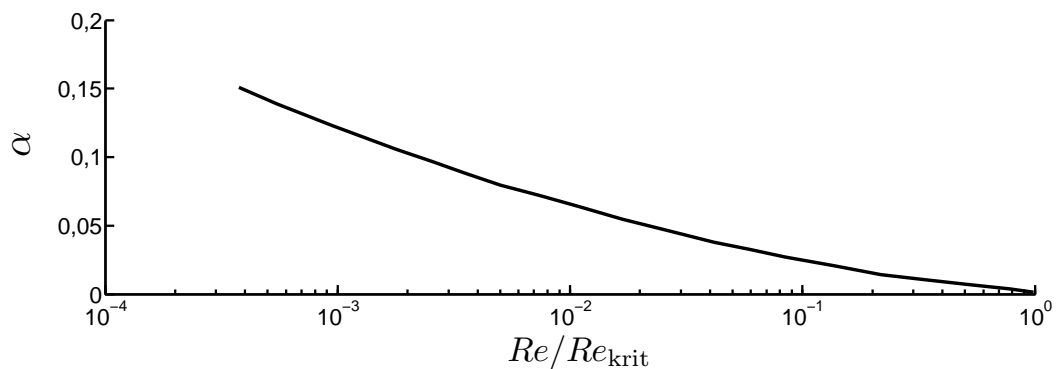
**Abbildung 3.9:** Verlauf des Exponenten  $\alpha$  für eine langsamläufige Kreiselpumpe nach Rotzoll [46]

Auch in der Arbeit von Davis et al. [7] wird nur auf den Einfluss von  $\alpha$  auf den Wirkungsgrad eingegangen. Die Verfasser betrachteten dabei die Änderung des Wirkungsgrads für diverse Turbinen sowie axiale und radiale Verdichter und Pumpen (Abb. 3.10). Die Reynolds-Zahl wurde über eine Variation der Viskosität erreicht.



**Abbildung 3.10:** Verlauf des Exponenten  $\alpha$  für verschiedene Turbomaschinen nach Davis et al. [7]

Wöhr [60] fasst ebenfalls beide Effekte zusammen, bezieht sie allerdings auf eine kritische Reynolds-Zahl, oberhalb derer keine Erhöhung des Wirkungsgrads mehr stattfindet (Abb. 3.11). Die kritische Reynolds-Zahl ergibt sich dabei durch die Beschreibung der hydraulisch rauen Grenze des Rohrreibungsdiagramms nach Moody [33].

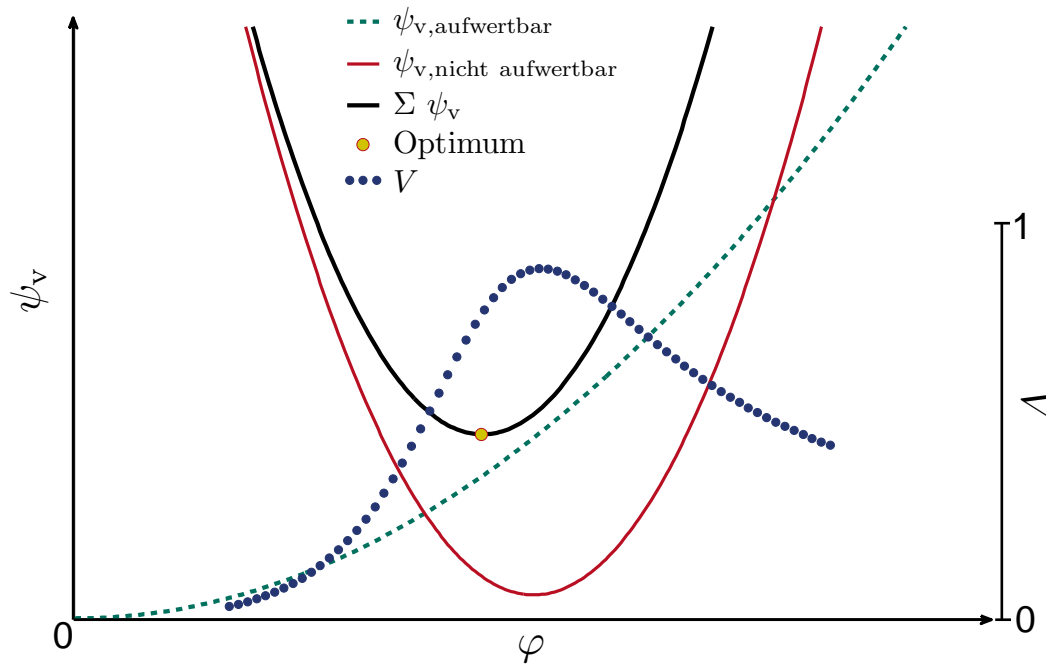


**Abbildung 3.11:** Verlauf des Exponenten  $\alpha$  nach Wöhr [60]

Untersuchungen, die sich mit den maximal erreichbaren Wirkungsgraden unter Berücksichtigung der relativen Rauheit und der Reynolds-Zahl beschäftigen, sind in der Regel im Bereich der Grundlagenforschung angesiedelt. So existieren Untersuchungen für den minimalen Reibungsverlust (nur dieser hängt von der Reynolds-Zahl ab) an Standardgeometrien wie Rohren und ebenen Platten. Hierbei ist zwischen Messungen an Geometrien mit Sandkornrauheiten bzw. technischen Rauheiten zu unterscheiden. Es existieren nur äußerst wenige Aufwertemethoden für Turbomaschinen, die den genannten Einfluss berücksichtigen. Dabei fehlt der hinreichende Bezug zur Allgemeingültigkeit, weshalb diese Methoden bisher keine Akzeptanz in der praktischen Anwendung fanden.

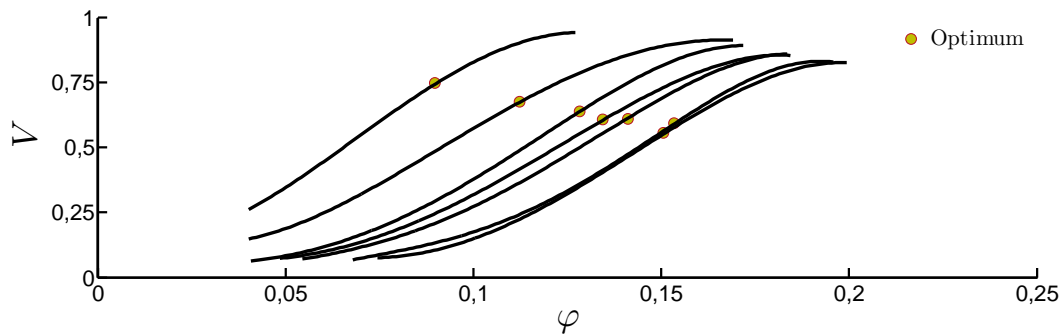
### Anteil aufwertbarer Verluste $V$

Nach den theoretischen Betrachtungen in Kapitel 2.4 verläuft der Verlustanteil  $V$  qualitativ entsprechend Abbildung 3.12. Aufgetragen ist dort der Verlauf von Reibungs- und nicht aufwertbaren Verlusten sowie deren Summe. Hierbei ist zu erkennen, dass der Anteil der Reibungsverluste bei Teillast deutlich abnimmt, wohingegen er Richtung Überlast zunächst ansteigt und nach Erreichen des Maximums wieder abfällt.



**Abbildung 3.12:** Dimensionslose Verluste und qualitativer Verlauf des Anteils der Reibungsverluste am Gesamtverlust  $V$

Ackeret machte bei seiner in der Praxis heute stark verbreiteten Methode keine Angaben zur Gültigkeit seines Werts für verschiedene Lastbereiche. Mühlemann [32] ging davon aus, dass mittels Ackeret-Ansatz vor allem auch der Teillastbereich aufwertbar sei, was nach dem theoretischen Verlauf (Abb. 3.12) nicht zutrifft und daher auch nicht experimentell validiert werden konnte. Messungen von Ida [23], bei dem mehrere Pumpen mit unterschiedlichen Durchmessern und Schaufelzahlen im Reynolds-Zahl-Bereich  $Re = 2,2 \dots 12 \cdot 10^7$  untersucht wurden, zeigen einen zur Theorie passenden Verlauf (Abb 3.13).



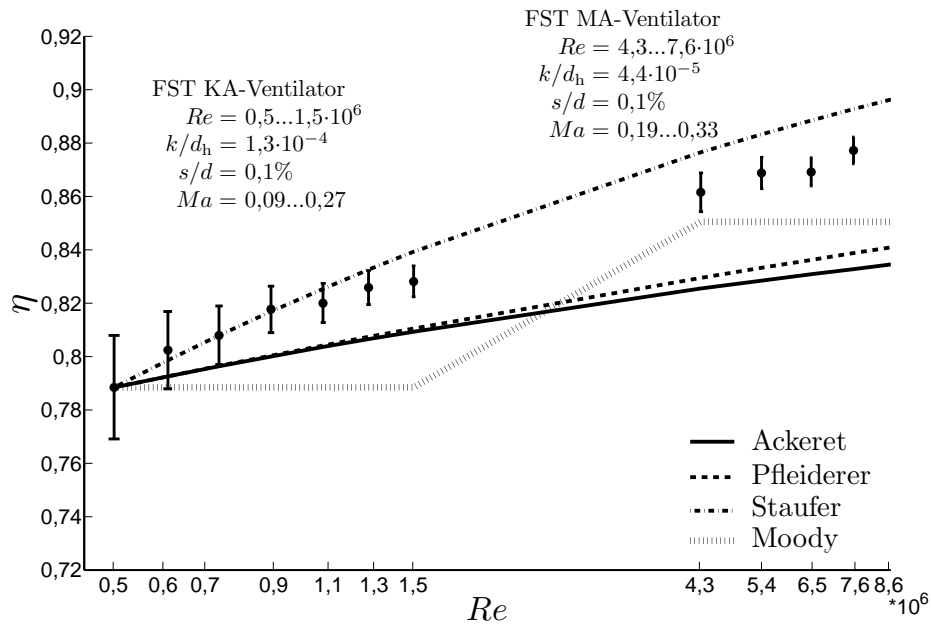
**Abbildung 3.13:** Verlauf des Anteils der Reibungsverluste am Gesamtverlust ( $V$ ) für verschiedene Radialpumpen nach Ida [23]

Andere Quellen geben daher statt des festen Werts von 0,5 eine Bandbreite an, in der sich der Wert von  $V$  bewegt. So schlägt beispielsweise Schlichting [48] einen Wertebereich von  $V=0,5...0,7$  vor, während das International Engineering Consortium (IEC) in seinen Veröffentlichungen ([24], [25]) je nach Maschinentyp einen Wertebereich von  $V=0,3...0,7$  empfiehlt.

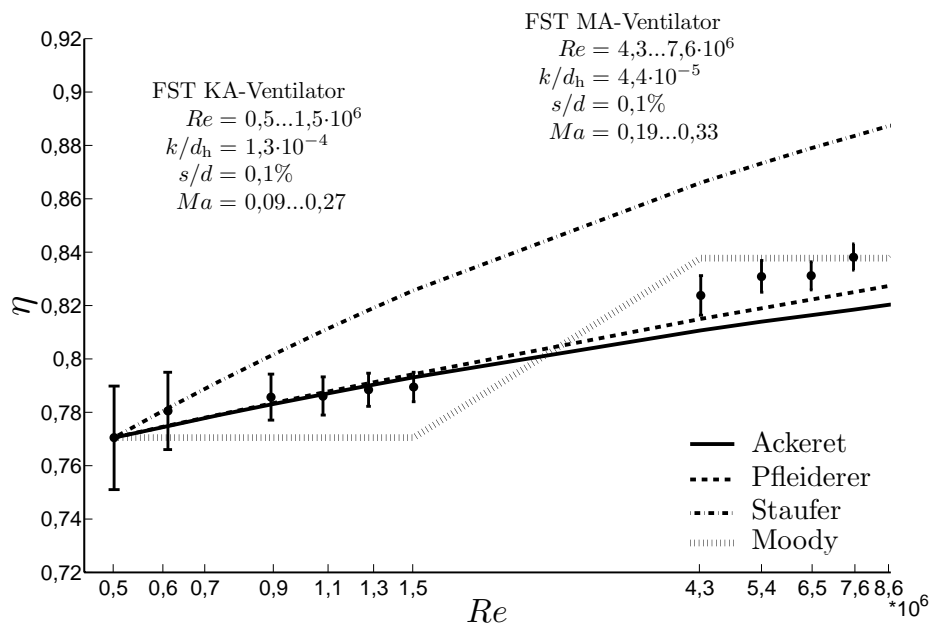
Letztlich ist die Kenntnis von  $V$  jedoch nicht ausreichend, da der Effekt der Optimumverschiebung dabei nicht berücksichtigt wird. Dieser hat zur Folge, dass gerade bei Überlast die Aufwertung höher ausfallen muss als vom Faktor  $V$  wiedergegeben wird.

## Fazit

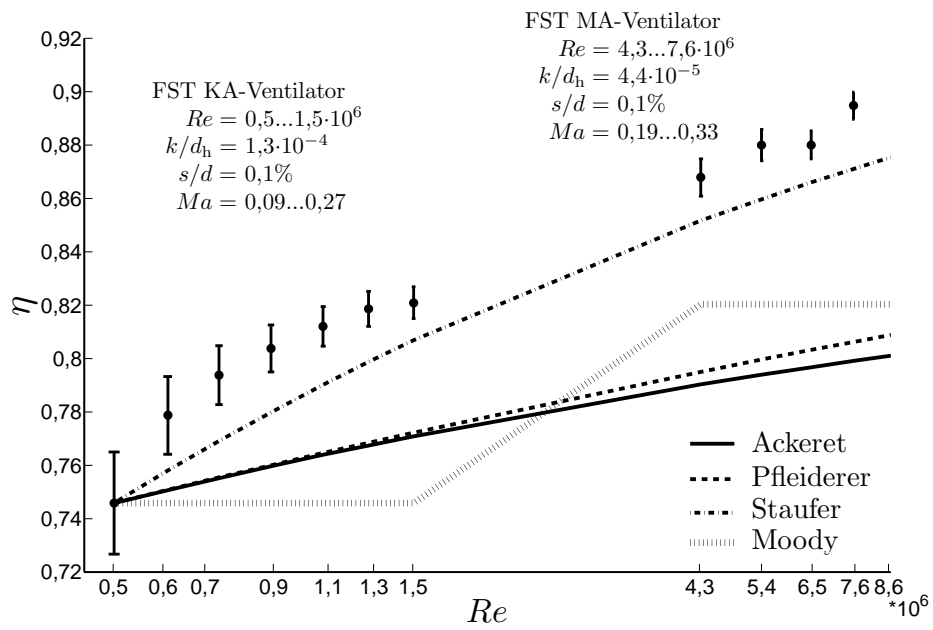
Letztlich existiert trotz zahlreicher unterschiedlicher Ansätze und Methoden bisher kein Verfahren, dessen allgemeingültige Anwendbarkeit auf Axialventilatoren durch Messungen bestätigt ist. Zwar empfiehlt die VDI 2044 [59] für die Abnahme an Ventilatoren (was auch Radialventilatoren einschließt) die Verwendung der Ackeret-Gleichung, beschränkt deren Gültigkeit allerdings mit dem Hinweis „Eine häufig angewendete, aber bei Ventilatoren nicht immer zutreffende Aufwertformel ist der Ansatz von Ackeret“ ein. Ein Beispiel für die unterschiedliche Vorhersagegenauigkeit verschiedener Methoden zeigen die Abbildungen 3.14 bis 3.16 aus der Arbeit von Heß und Pelz [16]. Hierbei wird die Vorhersage des Wirkungsgrads nach Pfleiderer, Ackeret sowie nach Staufer und Moody mit den Messergebnissen aus dieser Arbeit verglichen. Im Gegensatz zur bereits gezeigten Aufwertung einer kompletten Kennlinie sind der optimale Betriebspunkt sowie jeweils ein Teil- und Überlastpunkt für verschiedene Reynolds-Zahlen dargestellt. Hierbei ist ersichtlich, dass die erreichbaren Genauigkeiten stark schwanken und zudem in erheblichem Maße vom Betriebspunkt abhängen. Es besteht also ein Bedarf nach einer durch Messungen verifizierten Methode, die die Aufwertung des Wirkungsgrads für Axialventilatoren ermöglicht.



**Abbildung 3.14:** Vergleich des gemessenen und mit verschiedenen Methoden vorhergesagten Wirkungsgrads für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1$  für den Auslegungs-Staffelungswinkel



**Abbildung 3.15:** Vergleich des gemessenen und mit verschiedenen Methoden vorhergesagten Wirkungsgrads für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,8$  für den Auslegungs-Staffelungswinkel



**Abbildung 3.16:** Vergleich des gemessenen und mit verschiedenen Methoden vorhergesagten Wirkungsgrads für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1, 2$  für den Auslegungs-Staffelungswinkel

## 4 Prüfstände

Die Grundlage für die experimentelle Untersuchung dieser Arbeit bilden zwei Modellventilatoren mit einem Rotordurchmesser von 1 m (mittelgroße Ausführung MA) beziehungsweise 0,25 m (kleine Ausführung KA). Beide Ventilatoren sind zueinander geometrisch ähnlich und basieren auf der Geometrie einer Großausführung (GA), bei der es sich um einen Abluftventilator im Lermooser Straßentunnel (Österreich) handelt, der von der Firma *Howden* im Jahr 2003 installiert wurde (für eine genauere Beschreibung siehe [29]). Tabelle 4.1 zeigt die Eckdaten der beiden Modellventilatoren, sowie der Großausführung.

Name	KA	MA	GA
Durchmesser	0,25 m	1 m	2,5 m
Drehzahl	2800...6900 min <sup>-1</sup>	1240...2475 min <sup>-1</sup>	495; 990 min <sup>-1</sup>
Reynolds-Zahl	0,61...1,5·10 <sup>6</sup>	4,3...8,6·10 <sup>6</sup>	11;22·10 <sup>6</sup>
Mach-Zahl	0,11...0,27	0,19...0,38	0,19; 0,38
$R_z$ an Schaufeloberfläche	9 μm	12 μm	52 μm
Spalt absolut	0,25 mm; 0,75 mm; 1,25 mm	1 mm; 3 mm; 5 mm	3,3 mm
Spalt relativ ( $s/d$ )	1‰; 3‰; 5‰	1‰; 3‰; 5‰	1,3‰
Nenn-Leistung	4 kW	64 kW	400 kW

**Tabelle 4.1:** Daten der Großausführung und der Modellanlagen (alle weisen jeweils ein Nabenverhältnis von  $\nu = 0,5$  und eine Schaufelzahl von  $z = 8$  auf)

### 4.1 Untersuchte Parameter

Für die Untersuchung der interessierenden Effekte wurden neben verschiedenen Staffelungswinkeln auch unterschiedliche Rauheiten und Spalte vermessen. Nachfolgend wird auf die Variation der einzelnen Größen eingegangen.

#### Variation der Reynolds-Zahl

Die Variation der Reynolds-Zahl  $Re$  kann auf drei unterschiedliche Arten erfolgen. Während für diese Arbeit das Medium und damit die dynamische Viskosität  $\eta$  konstant gehalten wurde, wurden die anderen beiden Einflussgrößen Drehzahl  $n$  und Durchmesser  $d$  variiert. Abbildung 4.1 gibt eine Übersicht über die gemessenen Reynolds-Zahlen und deren zugehörigen Drehzahlen.

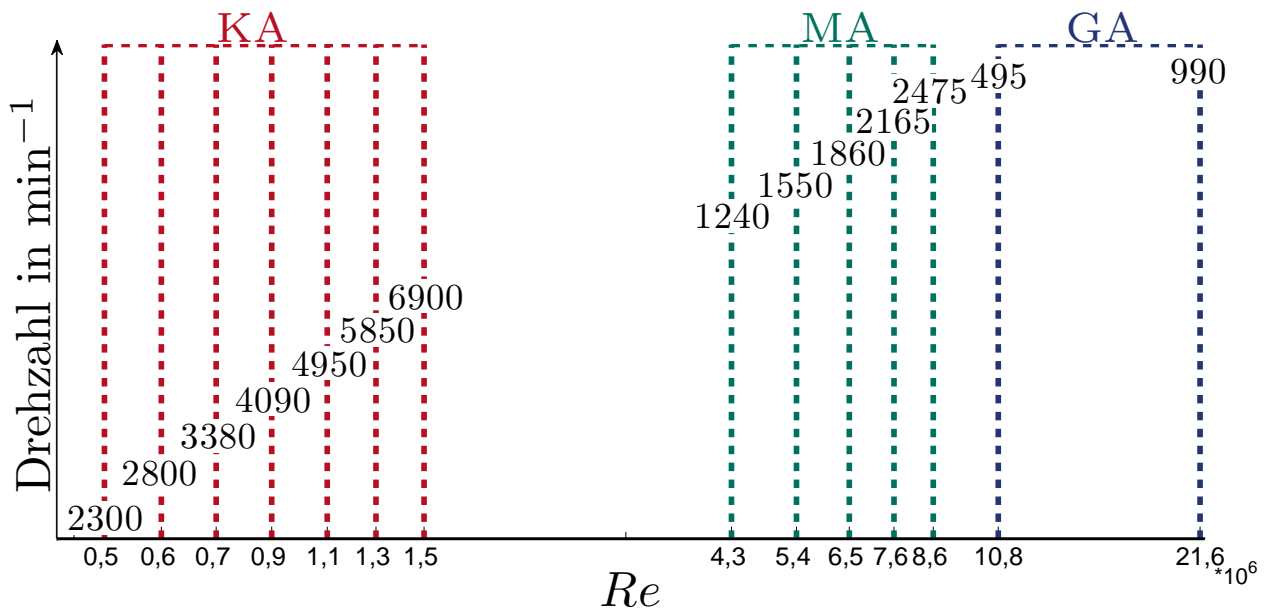


Abbildung 4.1: Abgedeckter Reynolds-Zahl-Bereich mit entsprechenden Drehzahlen

### Variation der Rauheit

Wie in Tabelle 4.1 gezeigt, sind die Oberflächenrauheiten des Rotors von MA und KA nahezu gleich ( $12\text{ }\mu\text{m}$  beziehungsweise  $9\text{ }\mu\text{m}$ ). Zustande kommt die angegebene Rauheit durch ein gleiches Herstellungs- und Nachbehandlungsverfahren. Alle Schaufeln sind aus Aluminium im CNC-Fräsverfahren hergestellt. Zur weiteren Glättung der Oberfläche sind die Schaufeln zusätzlich mit Glasperlen gestrahlt. Wie bei den beiden Versuchsventilatoren liegen die Rauheiten der Modell- bzw. Großausführung häufig in der selben Größenordnung, unterscheiden sich also meist nur wenig hinsichtlich ihrer absoluten Größe. Für die geometrische Ähnlichkeit ist jedoch, wie bereits dargelegt, die relative Rauheit entscheidend, so dass die Untersuchung des Einflusses der Rauheit auf den Wirkungsgrad notwendig ist. Um eine einfache Anwendung der neuen Methode zu gewährleisten, werden nur die Rauheiten des Rotors betrachtet. Aufgrund der hier auftretenden höchsten Geschwindigkeit, liegen die Reibungsverluste bezogen auf die Reibungsverluste der gesamten Stufe in der Größenordnung von 50%, was diese Vereinfachung rechtfertigt.

Um variable und zudem gleichmäßige unterschiedliche Rauheiten am Laufrad zu erhalten, wurden in einem am Institut für Fluidsystemtechnik optimierten Verfahren mittels Aufbringen einer Klebe- und Fixierschicht Sandkörner mit variabler Korngröße aufgetragen. Damit eine gleichmäßige Korngröße und Oberflächenrauheit gewährleistet werden konnte, wurden Mikrokörnungen nach FEPA-Norm [13] verwendet. Um die Übertragbarkeit der gestrahlten auf die gekörnte Oberfläche zu gewährleisten, wurde als Bezugsgröße der  $R_z$ -Wert nach DIN 4287 [9] und DIN 4768 [10] verwendet. Dafür wurde mittels eines Rauheitsmessgerätes, das mit einem Taster die Oberfläche abfährt, die Rauheit an unterschiedlichen Schaufeln und verschiedenen Stellen sowohl in Strömungsrichtung als auch quer dazu gemessen. Weder bei der gekörnten Oberfläche noch bei der gestrahlten zeigte sich eine Richtungsabhängigkeit der Rauheitswerte.



Tabelle 4.2 zeigt die verwendeten Korngrößen mit der Bezeichnung nach FEPA, den Toleranzen und den gemessenen  $R_z$ -Werten. Zusätzlich ist der Umrechnungsfaktor dargestellt. Es zeigt sich, dass für eine überschlägige Näherung die Umrechnung mittels  $R_z = k_s \cdot 1,5$  durchgeführt werden kann.

Bezeichnung nach FEPA	F500	F320	F230
Korndurchmesser $k_s$ in $\mu\text{m}$	$12,8 \pm 1$	$29,2 \pm 1,5$	$53 \pm 3$
Rauheit $R_z$ in $\mu\text{m}$	$19 \pm 2$	$48 \pm 3$	$75 \pm 5$
$R_z/k_s$	1,48	1,64	1,41

**Tabelle 4.2:** Verwendete Körnungen

### Variation der Spalte

Es standen drei Schaufelsätze zur Verfügung, so dass Messungen mit den relativen Spalten 0,1%, 0,3% und 0,5% (jeweils bezogen auf den Durchmesser) durchgeführt werden konnten. Bezogen auf die Schaufelhöhe ergeben sich Spalte von 0,4%, 1,2% und 2%. Wie in Kapitel 6 dargelegt wird, ist die Aufwertung des Spalteinflusses bei konstanter Durchflusszahl aufgrund der erheblich steigenden Komplexität nicht sinnvoll. Da in der praktischen Auslegung das Spaltmaß der Großausführung in der Regel schon zu Beginn festgelegt wird und daher die Möglichkeit genutzt wird, bei den Modellen den gleichen relativen Spalt zu fertigen, ist eine Aufwertung des Spalts von untergeordnetem Interesse. Es wird in dieser Arbeit daher nur auf den Einfluss des Spalts auf den maximal möglichen Wirkungsgrad eingegangen

### Winkelverstellung

Die Variation des Laufrad-Staffelungswinkels ist kein direkter Einflussparameter, sie ist vielmehr eine Variation der Geometrie. Durch die Verstellung des Staffelungswinkels wird die Bedingung der geometrischen Ähnlichkeit verletzt, so dass die Messungen bei variablem Winkel als Messungen an anderen Ventilatoren interpretiert werden können. Dies hat den Vorteil, dass die Ergebnisse der Messungen eine größere Allgemeingültigkeit besitzen, als wenn sie nur bei einem Winkel respektive einer Geometrie durchgeführt wurden. Während die Verstellung des Staffelungswinkels bei der GA mittels einer hydraulischen Verstelleinrichtung im Betrieb erfolgt, mussten bei beiden Modellanlagen die Schaufeln stets ausgebaut werden. Dabei war zwar der Aufwand erheblich größer, jedoch konnte dadurch eine sehr hohe Einstellgenauigkeit von  $\Delta\beta_s < 0,1^\circ$  erzielt werden. Gemessen wurde neben dem Auslegungswinkel  $\Delta\beta_s = 0^\circ$  (Definition siehe Abbildung 4.2) noch die Winkel  $\Delta\beta_s = +6^\circ$ ,  $\Delta\beta_s = -6^\circ$ ,  $\Delta\beta_s = -12^\circ$  und  $\Delta\beta_s = -18^\circ$ .

## 4.2 Aufbau

Abbildung 4.3 zeigt den grundlegenden Aufbau beider zueinander geometrisch ähnlichen Modellanlagen. Der Einfluss der unterschiedlichen Antriebe (MA extern, KA in der Nabe des Nachleitrads) wird durch eine Attrappe ausgeglichen, der den gleichen relativen Durchmesser besitzt wie das Abdeck-

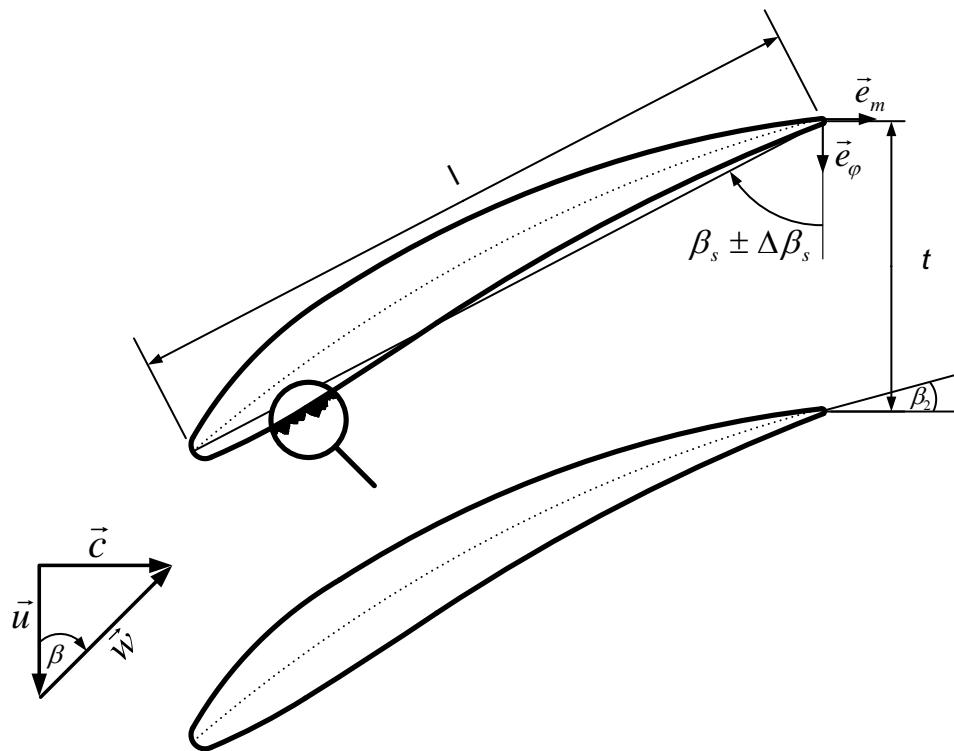


Abbildung 4.2: Winkeldefinition

rohr der MA. Zusätzlich wurde bei der KA noch ein Holzbrett unterhalb des Einlaufs platziert, um vergleichbare Ansaugbedingungen an der Unterseite der Anlage zu realisieren.

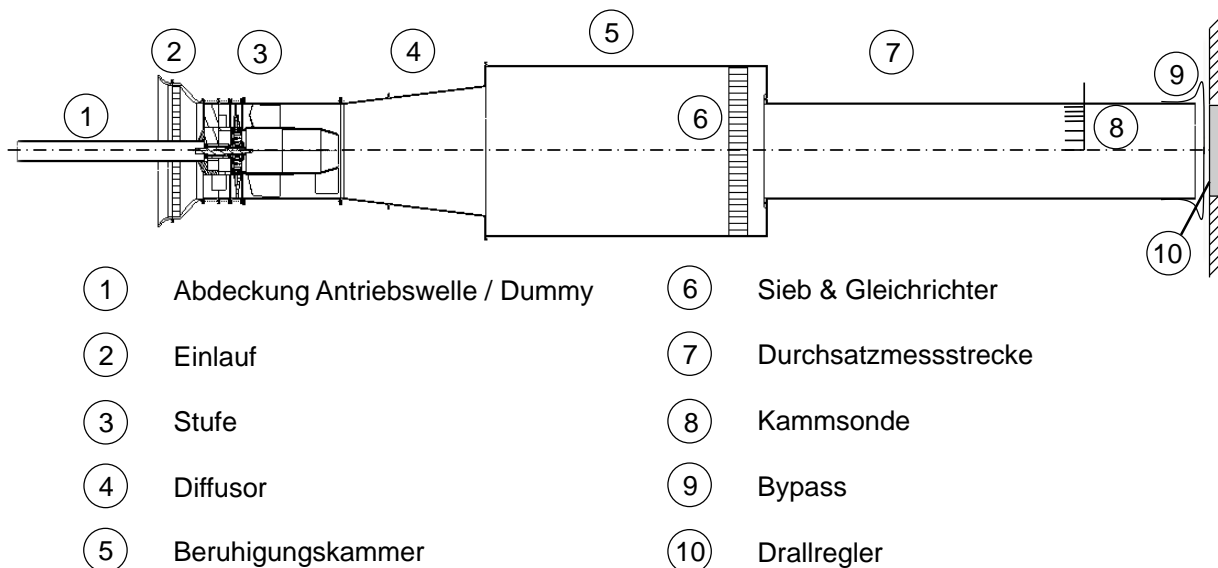
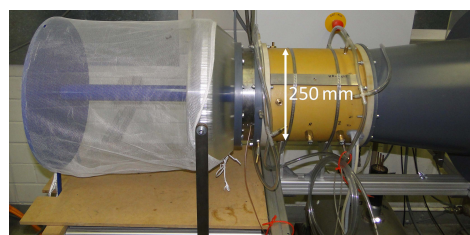
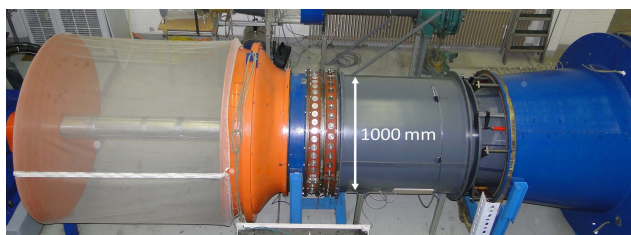


Abbildung 4.3: Schnitt der beiden Modellanlagen (Messebenen s. Abb 5.2)

### Einlaufdüse

Die Strömung wird zunächst durch die Einlaufdüse ② in Abbildung 4.3 angesaugt. Diese ist nach der Börgermethode [3] ausgelegt und sorgt für eine gleichmäßige, ablösefreie Zuströmung. Der Düse folgt



**Abbildung 4.4:** Foto der Modellventilatoren (links: MA, rechts: KA)

stromab ein Waben-Gleichrichter, der eine weitere Vergleichmäßigung vor allem des Turbulenzgrads bewirkt. Danach strömt die Luft in die Stufe. Hierbei sind die vorderen Haltestreben zu der Lermooser Ausführung geometrisch ähnlich.

### Ventilatorstufe

Nachfolgend passiert die Strömung die Ventilatorstufe ③, bestehend aus Rotor, Nachleitrad und Nabendiffuser. Die in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen beziehen sich ausschließlich auf diesen Bereich. Wie erwähnt basiert die Geometrie auf einer GA, so dass lediglich eine Skalierung der Schaufeln und keine aerodynamische Neuauslegung erfolgte.

### Beruhigungskammer

Die Beruhigungskammer ⑤ besteht aus einem Hohlzylinder mit einem Durchmesser von 1,8 m (MA) beziehungsweise 0,45 m (KA) und einer Länge von 3 m bzw. 0,75 m. Als Übergangsstück dient ein Diffusor ④ mit einem Öffnungswinkel von weniger als  $7^\circ$ . Aufgrund der großen Abmessungen stellt sich in der Beruhigungskammer näherungsweise ein konstanter Totaldruck mit vernachlässigbarem Geschwindigkeitsanteil ein. Am Ende der Kammer passiert die Strömung ein Sieb und einen Waben-Gleichrichter ⑥, die die Strömung weiter vergleichmäßigen und den restlichen Drall herausnehmen.

### Durchsatzmessstrecke

Die durch Beruhigungskammer und Gleichrichter homogenisierte Strömung wird in der Durchsatzmessstrecke ⑦ mit einem Durchmesser von 989 mm bzw. 246 mm mittels einer über den Umfang beweglichen Kammsonde ⑧ vermessen.

### Bypass und Drallregler

An die Durchsatzmessstrecke schließen sich bei der MA ein Bypass ⑨ und ein Drallregler ⑩ als verstellbare Drossel an. Beide erlauben den Gegendruck der Anlage zu variieren und damit den Betriebspunkt auf der Ventilator Kennlinie zu ändern. Der Bypass dient dabei zusätzlich zur Einstellung einer konstanten Hallentemperatur, indem der Anteil des in der Halle verbleibenden Volumenstroms bzw. der durch den Schornstein ausgeblasenen Luft variiert werden kann. Die KA besitzt nur einen Drallregler und ist nicht an den Schornstein angeschlossen. Da bei dieser Anlage im Verhältnis zur MA nur ein geringer Massendurchsatz auftritt, ist ein Abblasen der Luft aus der Halle nicht erforderlich.

---

## Antrieb

Der Antrieb der MA erfolgte über einen externen Asynchron-Schleifringläufermotor mit einer maximalen Wellenleistung von 631 kW. Die Regelung der Motordrehzahl erfolgte mit Hilfe eines Flüssigkeitsreglers in Form eines Vorwiderstandes. Um eine Vergrößerung des Betriebsbereichs hin zu kleineren Drehzahlen zu erreichen, wurde ein Radialverdichter am zweiten Wellenende als zusätzliche Last mit eingekuppelt. Dies war vor allem bei negativen Staffelungswinkeln erforderlich, da hier die benötigte Antriebsleistung zum Teil deutlich unter 50 kW lag. Um die Berührung der rotierenden Welle auszuschließen, ist die Antriebswelle mit einem Aluminiumrohr ummantelt.

Die KA wird von einem mit Wasser gekühlten Asynchronmotor mit einer maximalen Wellenleistung von 4 kW angetrieben, der in der Nabe des Nachleitrads integriert ist. Die Regelung erfolgt voll elektronisch über einen Frequenzumrichter. Um dieselben Ansaugbedingungen herzustellen, wurde die Abdeckung der MA mittels eines Rohres simuliert. Ein Holzbrett unterhalb des Einlaufs sorgt für vergleichbare Zuströmbedingungen im Bodenbereich.

---

## 5 Messtechnik und Auswertung

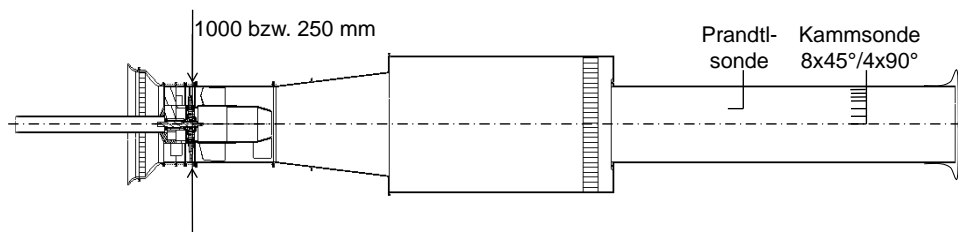
---

Nachfolgend sind in Kapitel 5.1 die verwendeten Messtechniken und -geräte aufgeführt, mit denen die untersuchten Größen erfasst wurden. Weiterhin wird die Vorgehensweise bei der Auswertung der Messungen beschrieben (Kap. 5.2) und in Kapitel 5.3 eine Untersuchung der erreichbaren Messgenauigkeit vorgenommen.

### 5.1 Messtechnik

#### Volumenstrommessung

Die Volumenstrommessung erfolgte mittels Kammsonden. Hierbei wurde an der in Abbildung 5.1 gezeigten Position eine Kammsonde mit 30 (MA) beziehungsweise 16 (KA) Zinken zur Messung des Totaldrucks innerhalb der Strömung verwendet. Der maximale Abstand zwischen zwei Zinken beträgt in der Rohrmitte 25 mm bzw. 20 mm. Für eine möglichst genaue Bestimmung des Strömungsprofils werden die Abstandsintervalle in Richtung Wand immer kleiner und erreichen in Wandnähe eine Größe von jeweils 3 mm. Hierbei beträgt die Entfernung zur Wand 3 mm bzw. 2 mm (MA/KA).



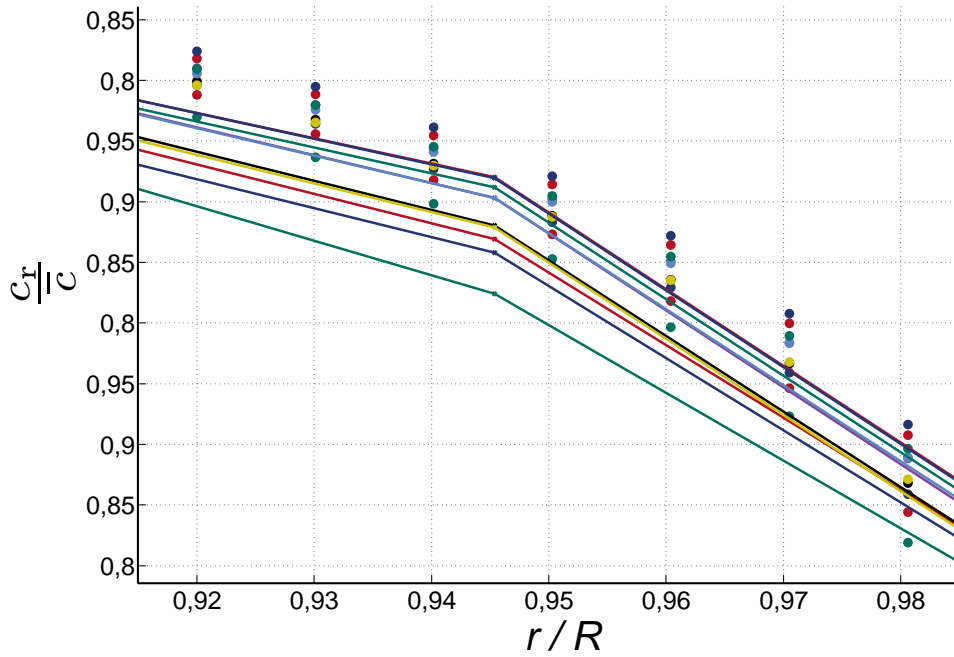
**Abbildung 5.1:** Position der Volumenstrommessung

Um eine möglichst gute Auflösung der Strömung in der Ebene zu erhalten, wurde die Sonde in 45° bzw. 90° Schritten über dem Umfang verdreht und die Zwischenwerte interpoliert.

In der gleichen Messebene wurde an der Gehäusewand der statische Druck an 6 bzw. 4 Stellen über dem Umfang mittels einer Ringmessleitung gemessen.

Mit den Differenzen aus Total- und statischen Drücken wurde für jeden einzelnen Punkt die Geschwindigkeit berechnet. Das sich ergebende mittlere Strömungsprofil wurde mittels 1/7-Potenzgesetz nach Nikuradse (vgl. [50]):

$$c(r) = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{7}} c_{\max} \quad (5.1)$$



**Abbildung 5.2:** Vergleich zwischen gemessener bezogener Geschwindigkeit (Linien) und angepasstem Verlauf des Strömungsprofils nach 1/7-Potenzgesetz (Punkte) für verschiedene Durchsätze in Wandnähe

um zwei weitere Stützstellen im Wandbereich erweitert. Dabei wurde die zur Berechnung der lokalen Geschwindigkeit  $c(r)$  benötigte maximale Geschwindigkeit  $c_{\max}$  so angepasst, dass das Profil in den wandnächsten Messpunkten bestmöglich mit der Berechnung übereinstimmt (Abb. 5.2). Das sich ergebende Gesamtprofil deckt 99,7% der Querschnittsfläche ab. Die Volumenstromberechnung erfolgte über die flächengemittelte Geschwindigkeit und den Rohrdurchmesser.

Bei der KA wurde der statische Druck in Messebene 1 (ME1 in Abb. 5.4) genutzt, um eine Korrelation mit dem Volumenstrom herzustellen. Zur Interpolation wurde mittels Verfahren der kleinsten Fehlerquadrate ein Polynom 2. Grades verwendet (Abb. 5.3). Selbiges fand auch bei der MA Anwendung, allerdings wurde hierbei die Korrelation des Volumenstroms mit dem dynamischen Druck einer in der Volumenmessstrecke befindlichen Prandtl-Sonde hergestellt (Abb. 5.1).

## Drücke

Die Erfassung der statischen Drücke erfolgte über eine Ringmessleitung an den in Abb. 5.4 gezeigten Positionen direkt vor dem Rotor (ME1) und am Austritt des Nabendiffusors (ME3). Dabei wurde darauf geachtet, dass keine Messstelle im Nachlauf einer Stützstrebe bzw. eines Nachleitrades steht und Rotationssymmetrie vorliegt (was durch den Vergleich der Einzeldrücke nachgewiesen wurde). Die einzelnen Messpunkte der Ringmessleitung über dem Umfang sind an MA und KA identisch. Die Berechnung des Totaldrucks erfolgt nach VDI 2044 [59] durch Addition des dynamischen Druckanteils, der sich aus dem Volumenstrom und der Fläche in der Messebene ergibt. Die genaue Formel lautet:

$$\Delta p_{\text{tot}} = \Delta p_{\text{stat}} + \frac{\rho}{2} \left( \frac{\dot{V}}{A_3} \right)^2 \left[ 1 - \left( \frac{A_3}{A_1} \right)^2 \right] \quad (5.2)$$

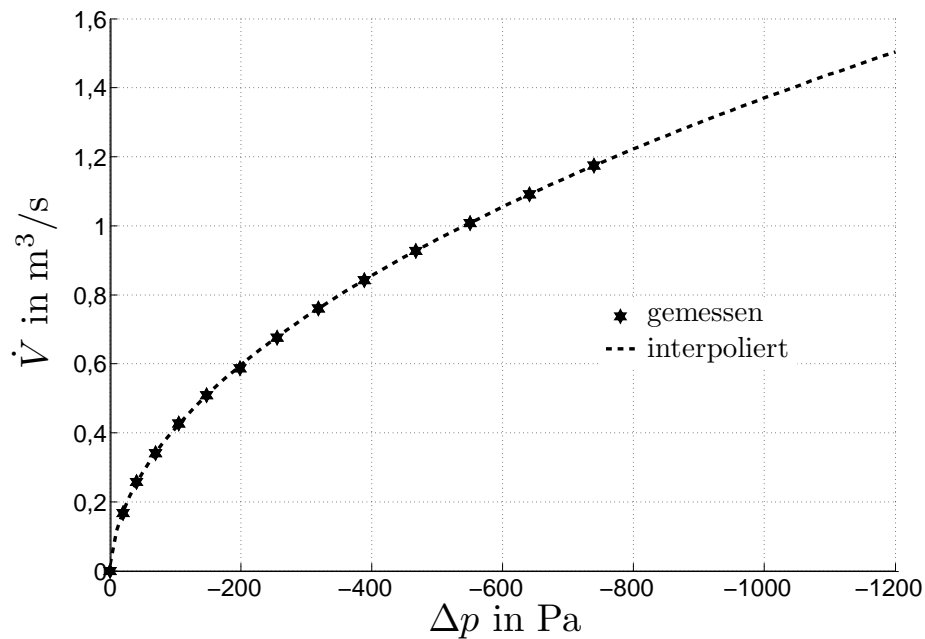


Abbildung 5.3: Approximierte Korrelation von Volumenstrom und Referenzdruck (KA)

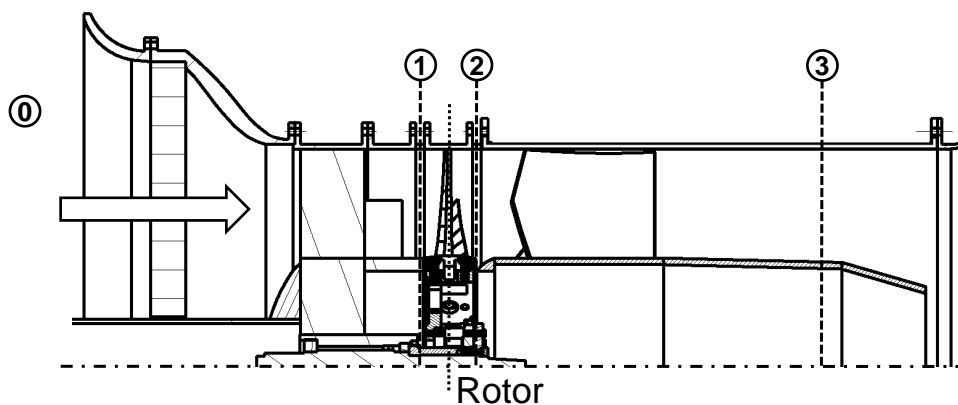


Abbildung 5.4: Messebenen (es erfolgte jeweils die Messung des statischen Drucks)

## Drehmomentmessung

Bei der Drehmomentmessung handelt es sich um eine unmittelbare Messung des Drehmoments nach VDI 2044 [59]. Hierbei ist der Rotor fliegend an der Drehmomentmesswelle angeflanscht und die Übertragung des Messsignals erfolgt über Telemetrie – so ist gewährleistet, dass keine lagerbedingten Reibmomente gemessen werden. Da die Reibungsverluste an der Oberfläche der Laufradnabe im Vergleich zu den restlichen Verlusten vernachlässigt werden können, ist die Annahme der direkten Messung des hydraulischen Drehmoments gerechtfertigt.

## Temperatur

Die Messung der Temperatur erfolgte in direkter Nähe des Einlaufs beider Anlagen mit demselben Flüssigkeitsthermometer. Zur Bestimmung der Temperatur in der Durchsatzmessstrecke wurde jeweils ein zusätzliches Flüssigkeitsthermometer verwendet.

## Luftfeuchtigkeit

Die Messung der Luftfeuchtigkeit erfolgte mit einem in der Halle installierten Hygrometer. Der Einfluss der relativen Feuchtigkeit auf die Gaskonstante spielt nur eine untergeordnete Rolle. Da die Feuchte bei den Messungen zwischen 0,55 und 0,85 lag und die dadurch entstehende Abweichung  $\frac{R_{\text{feucht,min}}}{R_{\text{feucht,max}}}$  weniger als 0,1% beträgt, wurde auf die Berücksichtigung des Einflusses der Feuchtigkeit verzichtet.

## 5.2 Auswertung

Bei den in dieser Arbeit betrachteten aufzuwertenden Größen Wirkungsgrad und Druckziffer handelt es sich stets um totale Größen. Die Berechnung der Druckziffer erfolgte gemäß VDI 2044 [59]:

$$\psi = \frac{2y}{u^2}. \quad (5.3)$$

wobei sich die spezifische Arbeit zu

$$y = f \frac{\Delta p_{\text{stat}}}{\rho_1} + \left( \frac{\overline{c_3^2}}{2} \right) - \left( \frac{\overline{c_1^2}}{2} \right) \quad (5.4)$$

ergibt. Der Faktor  $f$  berücksichtigt die Kompressibilität und berechnet sich nach VDI 2044 für das Fluid Luft bei Druckverhältnissen von  $\Delta p_{\text{stat}}/p_{\text{stat},1} \leq 0,1$  und Wirkungsgraden  $\eta > 0,5$ , was bei den vorliegenden Messungen der Fall war, nach

$$f = 1 - 0,36 \frac{\Delta p_{\text{stat}}}{p_{\text{stat},1}}. \quad (5.5)$$

Unter Berücksichtigung der in dieser Arbeit gemessenen Druckverhältnisse von  $\Delta p_{\text{stat}}/p_{\text{stat},1} \leq 0,02$  liegt er stets über  $f = 0,993$ .

Der Wirkungsgrad ergibt sich zu:

$$\eta = \frac{\dot{m}y}{M\Omega}. \quad (5.6)$$

Die Auswertung für KA und MA erfolgte jeweils nach dem gleichen Prinzip. Dabei wurde, wie in Abbildung 5.6 gezeigt, ein Polynom 5. Grades zur Approximation der Kennlinien verwendet.



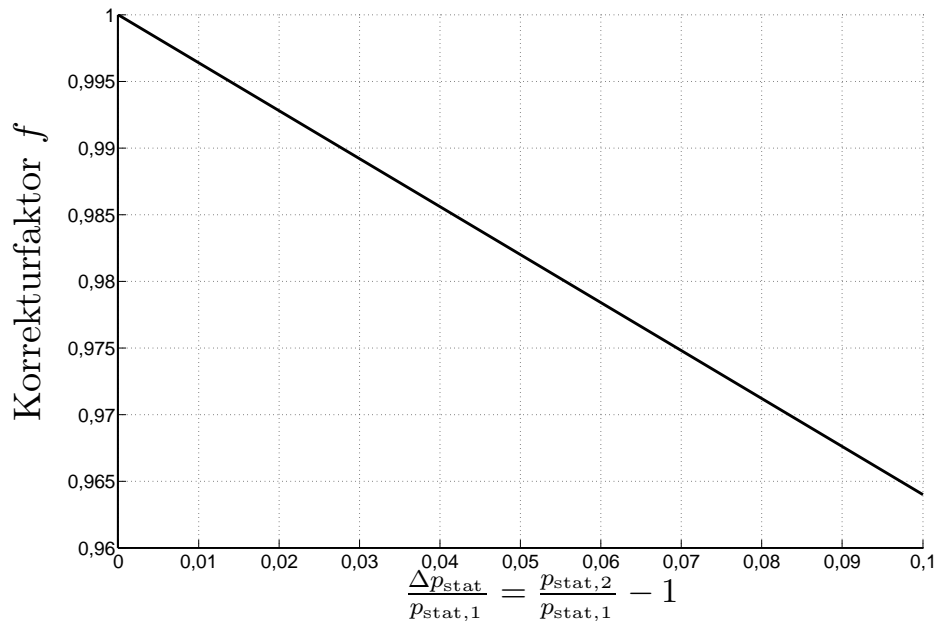


Abbildung 5.5: Verlauf des Faktors  $f$  zur Berücksichtigung der Kompressibilität in Abhängigkeit des Druckaufbaus über der Stufe nach VDI 2044 [59]

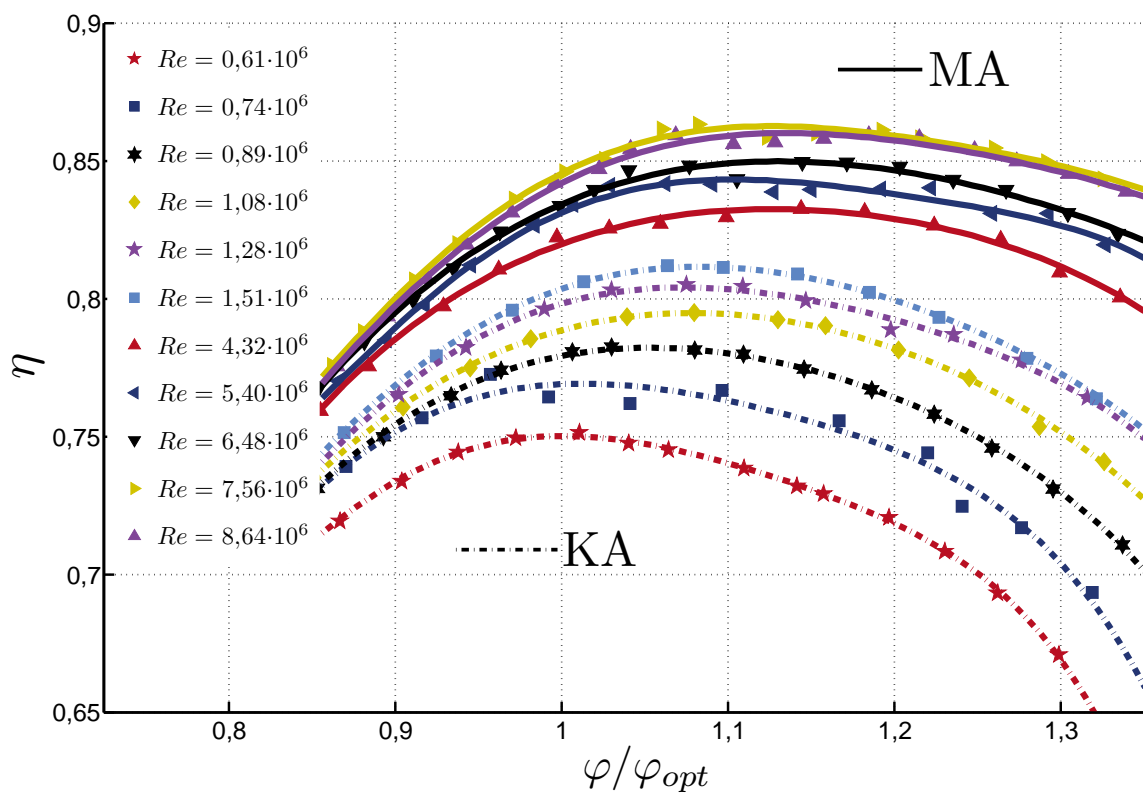
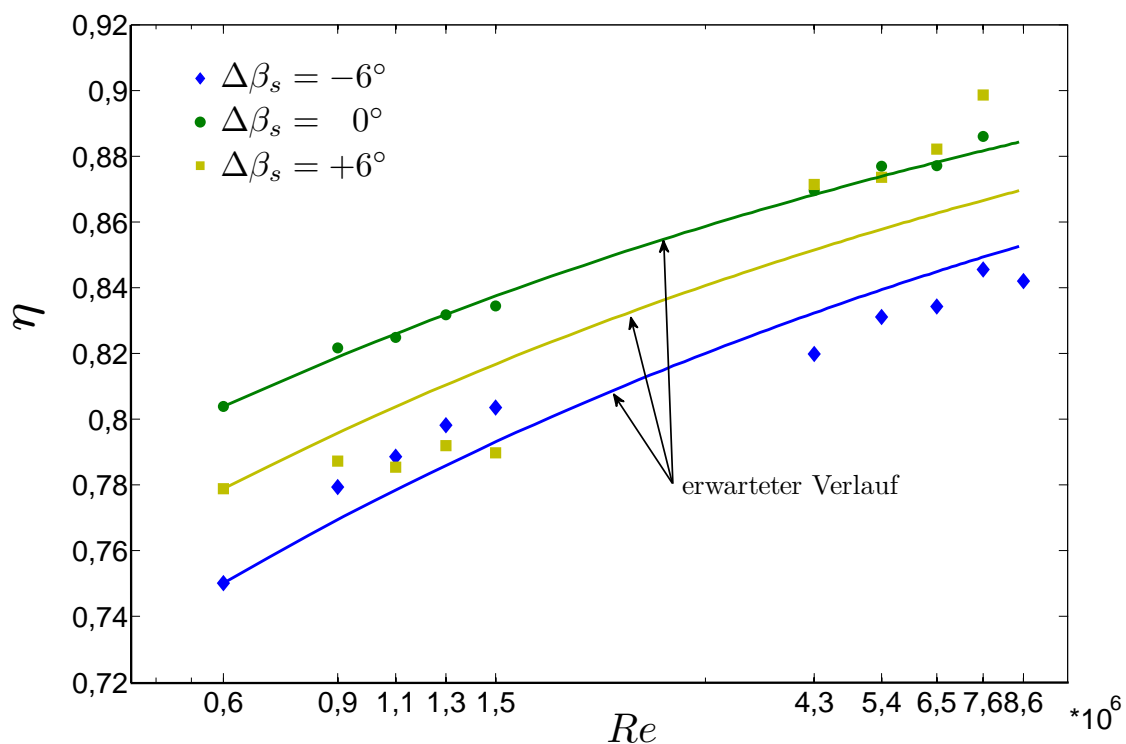


Abbildung 5.6: Approximation der Messwerte (hier Wirkungsgrade) mittels Polynom 5. Grades bei variierter Reynolds-Zahl ( $\Delta\beta_s = -6^\circ$ )

Als kleinste Drehzahl bei der KA wurde  $n = 2800 \text{ min}^{-1}$  für die Auswertungen benutzt. Zwar wurde auch die Drehzahl  $2300 \text{ min}^{-1}$  vermessen, dabei zeigte sich jedoch aufgrund des niedrigen Volumenstroms, vor allem aber bedingt durch die geringe Belastung der Drehmomentmesswelle (ca. 1% der Maximallast) ein Messfehler im Wirkungsgrad von zum Teil deutlich mehr als 5%. Die Drehzahl  $3380 \text{ min}^{-1}$  wurde ebenfalls nicht in die Auswertung übernommen, da sich Abweichungen der Messpunkte von mehr als einem Prozentpunkt von der Approximationskurve ergaben (zweite Kurve von unten in Abb. 5.6) – die durchschnittliche Abweichung lag sonst bei unter 0,15 Prozentpunkten. Auch war die Reproduzierbarkeit bedingt durch die starke Streuung der Messwerte nicht mit der geforderten Genauigkeit herzustellen. Vermutlich ist dies auf Gehäuseschwingungen zurückzuführen, da sich in der Nähe dieser Drehzahl eine Eigenfrequenz befindet.

Aufgrund der bereits angesprochenen geringen Belastung der Drehmomentmesswelle (hier liegt die Last im Bereich von 1% der Maximallast) und des sich einstellenden niedrigen Volumenstroms sind die Messungen mit dem Staffelungswinkel  $\Delta\beta_s = -18^\circ$  auch nicht in die neue Methode eingegangen. Hierbei war der Einfluss der geringen Belastung der Drehmomentmesswelle und des geringen Volumenstroms nicht nur an der KA, sondern auch an der MA deutlich zu bemerken.



**Abbildung 5.7:** Wirkungsgrade für konstante Durchflusszahl ( $\varphi_{\text{opt}, Re=0,6 \cdot 10^6} = 0,191$ ) für MA und KA bei verschiedenen Staffelungswinkeln

Trägt man die Wirkungsgrade über der Reynoldszahl auf, so lässt sich für alle Staffelungswinkel die Ausgleichskurve von KA zu MA sehr gut überführen – die Unterschiede im Wirkungsgrad liegen beim Sprung von der höchsten Drehzahl der KA ( $Re = 1,5 \cdot 10^6$ ) auf die kleinste Drehzahl der MA ( $Re = 4,3 \cdot 10^6$ ) in der Größenordnung von fünf Prozentpunkten. Lediglich bei einem Staffelungswin-

kel von  $\Delta\beta_s = +6^\circ$  zeigte sich ein deutlicher Offset – hier beträgt die Differenz ca. zehn Prozentpunkte (Abb. 5.7). Die Ursache hierfür konnte nicht geklärt werden. Es ist ersichtlich, dass der Effekt der Aufwertung für den Staffelungswinkel  $\Delta\beta_s = +6^\circ$  innerhalb der KA deutlich unter dem erwarteten Rahmen bleibt, die Wirkungsgrade schwanken im Bereich der Messgenauigkeit. Dies zeigt sich auch in Abb. 5.7, hierbei liegen die Verlust-Druckziffern nahezu aufeinander. Offensichtlich müssen bei Einstellung dieses Staffelungswinkels innerhalb der KA Verluste auftreten, die nichts mit den hier untersuchten Phänomenen zu tun haben. Aus diesem Grund dient der Staffelungswinkel  $\Delta\beta_s = +6^\circ$  ebenfalls nicht als Grundlage für die verbesserte Aufwertemethode.

Die Auswertung erfolgte immer unter Berücksichtigung des Kompressibilitätseinflusses. Bei der maximalen Drehzahl der MA (hier treten die größten Umfangs- bzw. Relativgeschwindigkeiten auf) beträgt die Machzahl gebildet mit der Relativgeschwindigkeit an der Schaufelspitze  $Ma = 0,39$  (s. Tab. 5.1). Da die Geschwindigkeit an der Schaufelspitze nicht stellvertretend für die ganze Schaufel ist, ist hierbei sinnvollerweise die Relativgeschwindigkeit im Mittelschnitt zu bevorzugen, womit die tatsächliche Machzahl bei der verwendenden Geometrie kleiner 0,3 ist. Nach Scholz [49] ist ein Einfluss der Machzahl bis  $Ma = 0,7$  vernachlässigbar. Ein Vergleich mit einer für den inkompressiblen Fall durchgeführten Auswertung zeigte erwartungsgemäß keinen zu bemerkenden Einfluss.

Drehzahl	Ma <sub>S</sub>	Ma <sub>M</sub>	Drehzahl	Ma <sub>S</sub>	Ma <sub>M</sub>
2800	0,11	0,08	2800	0,19	0,15
4090	0,16	0,12	4090	0,24	0,18
4950	0,19	0,15	4950	0,29	0,22
5850	0,23	0,17	5850	0,34	0,25
6900	0,27	0,20	6900	0,39	0,29

**Tabelle 5.1:** Machzahlen in Abhängigkeit der Drehzahlen, links: KA rechts: MA

### 5.3 Messfehler

Grundsätzlich ist zwischen sogenannten stochastischen Fehlern und systematischen Fehlern zu unterscheiden. Erstere beinhalten eine Vielzahl von Fehlern, die sich aus Störgrößen in den einzelnen Messgliedern innerhalb der Messkette ergeben. Sie sind in der Regel nur von geringer Wirksamkeit und können sich im Idealfall alle kompensieren. Zwar wird der resultierende Fehler nie ganz zu Null, er wird aber immer um die Null schwanken und ist damit für die Güte der Reproduzierbarkeit maßgeblich. Für die Genauigkeit sind hingegen die systematischen Fehler verantwortlich, da diese zu einem Offset vom realen Wert führen.

---

Hierbei kann hinsichtlich der Ursache des Fehlers unterschieden werden:

- Fehler beim Messvorgang
- Fehler bedingt durch Messtechnik
- Fehler bei der Kalibrierung
- Fehler bei der A/D-Wandlung
- Fehler bei der Auswertung
- Fehler beim Ablesen

In der Regel erfolgt die Angabe des Fehlers von Messgeräten als prozentuale Abweichung in Bezug auf den maximal zu messenden Wert. Da bei den vorliegenden Messungen jedoch stets gleichzeitig mit unterschiedlichen Messgeräten gemessen wurde und zur Bestimmung der interessierenden Größen eine Verrechnung derselben nötig ist, wird im Folgenden versucht, einen realistischen Fehler herzuleiten. Dazu werden nachfolgend die – zum Teil geschätzten – systematischen Fehler der gemessenen Größen zunächst einzeln für die jeweilige Anlage gezeigt (Tab. 5.2). Die Unterschiede bei Messungen mit der selben Messtechnik (wie z.B. bei der Temperatur) ergeben sich dabei aus der unterschiedlichen Messdauer, die zur Aufnahme einer Kennlinie benötigt wurde. Während die KA die Luft in der Halle nur umwälzt und somit ein gleichbleibender Zustand in der Halle herrscht, musste bei Messungen mit der MA stets die Hallentür geöffnet sein, da die Luft nach Passieren der Volumenmessstrecke zum größten Teil aus der Halle in den Kamin geblasen wurde.

Um eine hohe Reproduzierbarkeit zu gewährleisten ( $\Delta\eta < 0,25\%$ ), musste die Messdauer pro Punkt für die KA auf ca. 60 Sekunden und für die MA auf ca. 120 Sekunden festgelegt werden. Hinzu kommt, dass die Regelung der Drehzahl bei der MA von Hand erfolgte, was zu einer weiteren Verzögerung beim Verstellen des Betriebspunktes führte. Bei einer Aufnahme von mindestens 15 Punkten pro Kennlinie ergab sich dadurch eine minimale Messdauer von ca. 45/20 Minuten (MA/KA) pro Kennlinie. Alle Umgebungswerte wurden mit einem maximalen Abstand von 15/10 Minuten erneut erfasst – bei Überschreitung der unten angegebenen Unsicherheit wurde die vollständige Kennlinie neu gemessen. Die nachfolgende Tabelle 5.2 enthält die Unsicherheit der einzelnen Messwerte (für den Fall der manuellen Ablesung ist auch die Ableseungenauigkeit enthalten).

Die Unsicherheiten der abgeleiteten Größe  $W$ , die eine Funktion der unabhängigen Messgrößen  $(x_1, x_2, \dots, x_n)$  ist, ergeben sich nach dem Verfahren von Kline & McClintock [26] durch folgende Beziehung:

$$\Delta W = \sqrt{\left(\frac{\partial W}{\partial x_1} \Delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial x_2} \Delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial W}{\partial x_n} \Delta x_n\right)^2} \quad (5.7)$$

Wird für  $W$  die zu berechnende Größe und für  $x$  die einzelne Messgröße eingesetzt, so ergeben sich die in Tab. 5.3 aufgeführten Unsicherheiten.

Messgröße	Unsicherheit KA	Unsicherheit MA
$p_0$ in Pa	$\pm 15$	$\pm 20$
$T$ in K	$\pm 1$	$\pm 1,5$
$r_i$ in mm	$\pm 0,15$	$\pm 0,2$
$r_a$ in mm	$\pm 0,05/0,15$ (ME1/ME3)	$\pm 0,2$
Fehler $\dot{V}$ -Kalibrierung in %	$\pm 0,4$	$\pm 0,4$
PSI-Scanner in Pa	$\pm 0,5$	$\pm 0,5$
$M$ in %	$\pm 0,7...2$	$\pm 0,65...1,5$
$n$ in %	$\pm 0,2$	$\pm 0,25$

**Tabelle 5.2:** Messunsicherheiten bei gemessenen Größen

Berechnete Größe	$\Delta\beta_s = 0^\circ$	$\Delta\beta_s = -6^\circ$	$\Delta\beta_s = -12^\circ$
$\dot{V}$ in %	$< 0,8$	$< 0,9$	$< 1,5$
$\varphi$ in %	$< 0,8$	$< 1,0$	$< 1,6$
$y$ in %	$< 1$	$< 1,1$	$< 1,5$
$\psi$ in %	$< 1,1$	$< 0,9$	$< 1,6$
$\eta$ relativ in %	$< 1,9$	$< 2,5$	$< 3,8$
$\eta$ absolut in %	$< 1,5$	$< 1,8$	$< 2,3$
$Re$ in %	$< 3$	$< 3$	$< 3$

**Tabelle 5.3:** Messunsicherheiten bei berechneten Größen

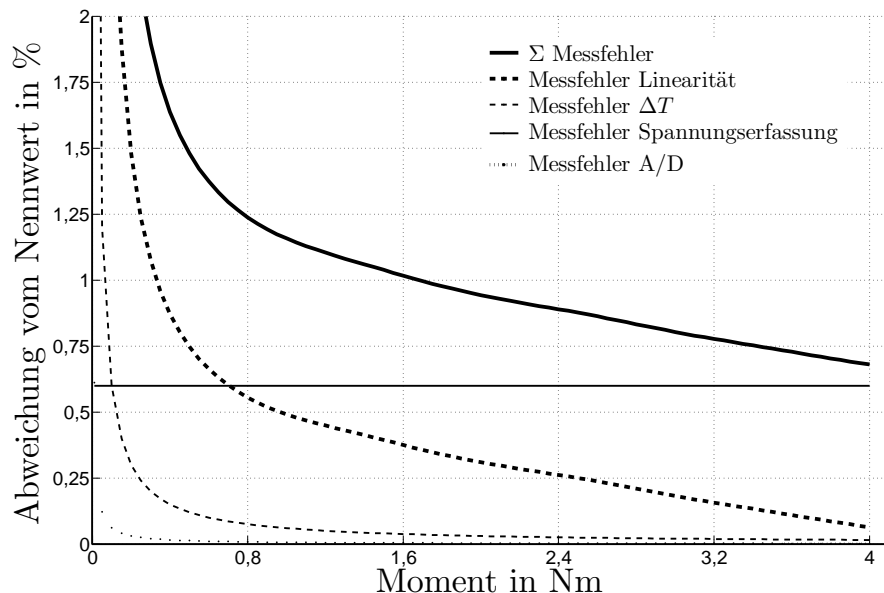
Die maximalen Fehler ergeben sich dabei immer für die kleinste Drehzahl der KA ( $Re = 0,61 \cdot 10^6$ ), da hier der Volumenstrom und die Belastung der Drehmomentmesswelle am kleinsten sind. Betrachtet man den absoluten Fehler des Wirkungsgrads, so fällt dieser für die Staffelungswinkel  $\Delta\beta_s = 0^\circ$  und  $-6^\circ$  bei der nächsthöheren Drehzahl ( $Re = 0,89 \cdot 10^6$ ) bereits unter 1%, für  $\Delta\beta_s = -12^\circ$  wird die 1%-Grenze ab der dritten Drehzahl bei  $Re = 1,08 \cdot 10^6$  unterschritten.

Der Fehler bei der  $\dot{V}$ -Kalibrierung beinhaltet sowohl geometrische Fehler (nicht achsparallele Ausrichtung sowie mögliche Grate an den Kammzinken und radialer Versatz der Zinken – alle Einflüsse sind geschätzt), als auch alle anderen Fehler (Einfluss der Wandinterpolation, der Approximation durch das Polynom und der Schwankungen der Umgebungsbedingungen bei Veränderung des Kammsondenwinkels – Einflüsse ebenfalls geschätzt).

Der Umgebungsdruck  $p_0$  wurde an einem digitalen Druckmessgerät abgelesen, der Fehler ergibt sich primär aus der Schwankung während der Messung. Alle anderen Drücke wurden unter Verwendung eines PSI-Scanners Modell 9116 der Firma *Pressure Systems, Inc.* gemessen. Unter Verwendung des Kalibrierprotokolls konnten die verbleibenden Fehler bei den Messungen durch Hinterlegung einer Kalibrierkurve bei der Auswertung minimiert werden. Der angegebene Restfehler bezieht sich hauptsächlich auf den Temperatureinfluss des Scanners. Zur Überwachung der Nullpunktdrift wurde vor und nach jeder Messung der Nulldruck (kein aufgeprägter Differenzdruck zur Umgebung) aufgenom-

men. Die maximale Abweichung von 0,2 Pa ist ebenfalls im angegebenen Fehler enthalten.

Der Fehler in der Momentmessung setzt sich aus dem Linearitätsfehler sowie dem Fehler durch unterschiedliche Temperaturen bei Messung und Kalibrierung zusammen. Während letzterer nur von der Temperaturdifferenz abhängt, ist der Linearitätsfehler stark abhängig vom Wert des gemessenen Moments. Aus diesem Grund wurde für die Auswertung eine Kalibrierkurve hinterlegt (beispielhaft für die KA siehe Abb. 5.8), die eine Berechnung der tatsächlichen Abweichung bei Vorgabe des gemessenen Moments ermöglicht. Die vom Hersteller durchgeführte Kalibrierung zeigt einen Hysterese-Effekt, bei dem das Vorzeichen des Messfehlers und der maximale Wert zum Teil stark von der Belastungsrichtung abhängen. Da die Kalibrierung nur unter statischer Lastaufbringung erfolgte und es sich beim betrachteten Fall um eine dynamische Messung handelt, wird für die Berechnung des Messfehlers immer der größte Wert der Abweichung verwendet.



**Abbildung 5.8:** Relativer Messfehler in Abhängigkeit vom gemessenen Moment für KA

Die Ungenauigkeit in der Reynolds-Zahl ergibt sich aus dem Temperatureinfluss auf die Viskosität und die Dichte. Da die Länge in der Berechnung der Reynolds-Zahl konstant bleibt, wäre eine Anpassung nur über eine Variation der Drehzahl möglich gewesen. Der Reynolds-Zahl-Bereich bei den einzelnen Anlagen lag im Bereich von  $Re = 0,6 \dots 1,5 \cdot 10^6$  (KA) bzw.  $Re = 4,3 \dots 8,6 \cdot 10^6$  (MA). Bezogen auf die kleinste Reynolds-Zahl der jeweiligen Anlage wurde der Wert also um 250% bzw. 200% gesteigert, bezogen auf den gesamten Reynolds-Zahl-Bereich wurde die Reynolds-Zahl um mehr als 1400% gesteigert. Durch eine Anpassung der Drehzahl wäre die Genauigkeit daher nur unmerklich gesteigert worden.

---

## 6 Messergebnisse

---

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit den Ergebnissen der Messungen. Hierbei wird in Kapitel 6.1 zunächst auf die Ergebnisse für die ideale Kennlinie eingegangen. In Kapitel 6.2 wird der Einfluss von Reynolds-Zahl und Betriebsbereich auf den Wirkungsgrad bzw. die Druckziffer erörtert. Die Aufteilung des verbesserten Wirkungsgrads auf erhöhte Druckziffer bzw. verminderte Leistungszahl wird in Kapitel 6.3 betrachtet. Auf den Einfluss des Spalts auf Wirkungsgrad, Druckziffer und die Aufwertung im Allgemeinen wird in Kapitel 6.4 eingegangen. Abschließend werden die gezeigten Ergebnisse nochmals diskutiert und zusammengefasst (Kap. 6.5).

### 6.1 Ideale Kennlinie

Die Kennlinie einer Maschine wird durch die Druckziffer  $\psi = \psi(\varphi, Re, k_+)$  und den Wirkungsgrad  $\eta = \eta(\varphi, Re, k_+)$  bestimmt.<sup>1</sup> Für den Verlauf der idealen Kennlinie (die dem Rotor zugeführte mechanische Leistung wird dabei ohne Verluste vollständig an das Fluid übertragen) ergibt sich ein linearer Zusammenhang (vgl. [42]). Dieser kann in der Form

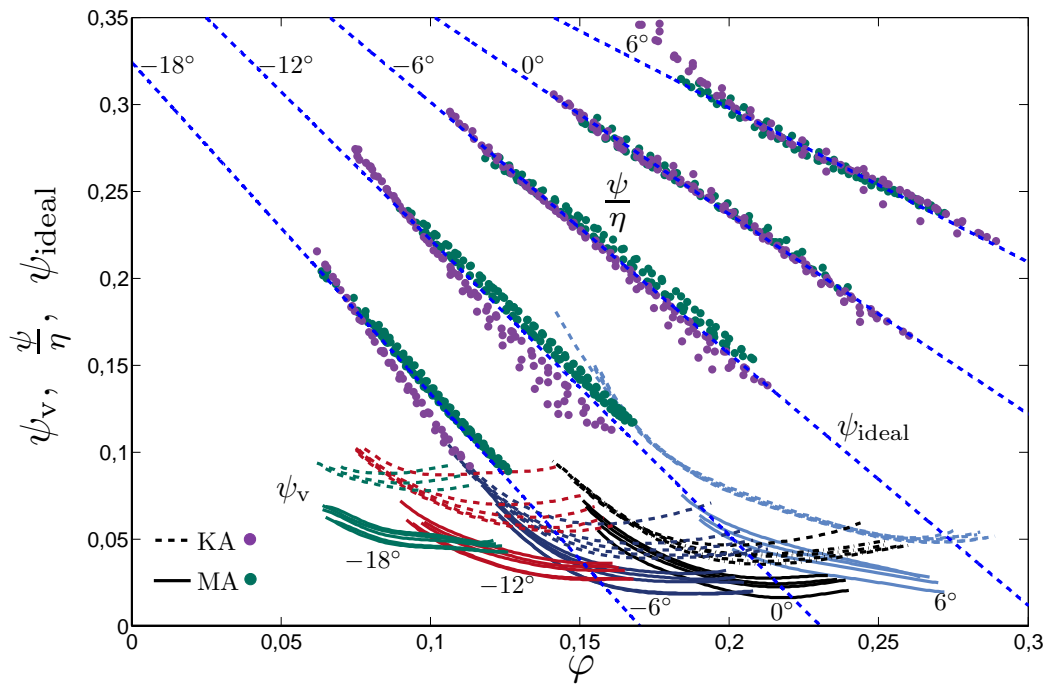
$$\psi_{\text{ideal}}(\varphi) = \psi_0 + \psi_0' \varphi = \frac{\psi}{\eta} \quad \text{mit} \quad \psi, \eta = f(\varphi, Re, k_+) \quad (6.1)$$

beschrieben werden. Da die ideale Kennlinie unabhängig von den Verlusten innerhalb der Maschine sein muss, ist sie ein sehr gutes Maß um die Genauigkeit von Messungen an geometrisch ähnlichen Anlagen bzw. bei unterschiedlichen Reynolds-Zahlen einzuschätzen.

Abbildung 6.1 zeigt die berechneten idealen Kennlinien und die dazugehörigen Verluste für alle Staffelungswinkel. Hierbei ist eine sehr gute Übereinstimmung der idealen Kennlinie mit den berechneten Messpunkten zu erkennen. Während die Messpunkte für MA und KA für den Staffelungswinkel  $\Delta\beta_s = 0^\circ$  sehr gut auf der Ausgleichsgeraden liegen, gibt es jedoch bei stark negativen Staffelungswinkeln eine zunehmende Streuung der Messwerte im Bereich der KA. Diese beruht auf dem größeren Messfehler aufgrund des niedrigen Volumenstroms und der geringen Belastung der Drehmomentmesswelle. Wie bereits erwähnt lassen die Verlustkurven für  $\Delta\beta_s = +6^\circ$  nahezu keine Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl erkennen, die umgerechneten Messdaten für  $\psi_{\text{ideal}}$  stimmen jedoch sehr gut mit der idealen Kennlinie überein. Bei Betrachtung der Verluste  $\psi_v$  zeigt sich erwartungsgemäß eine Abnahme bei steigender Reynolds-Zahl (ersichtlich an den geringeren Verlusten der MA im Vergleich zur KA).

---

<sup>1</sup>wie in Kap. 2.1 erwähnt, hängen beide Größen auch von der dimensionslosen Spaltweite  $s^+$  ab – sie wird nachfolgend als konstant angenommen und der Übersicht halber nicht aufgeführt

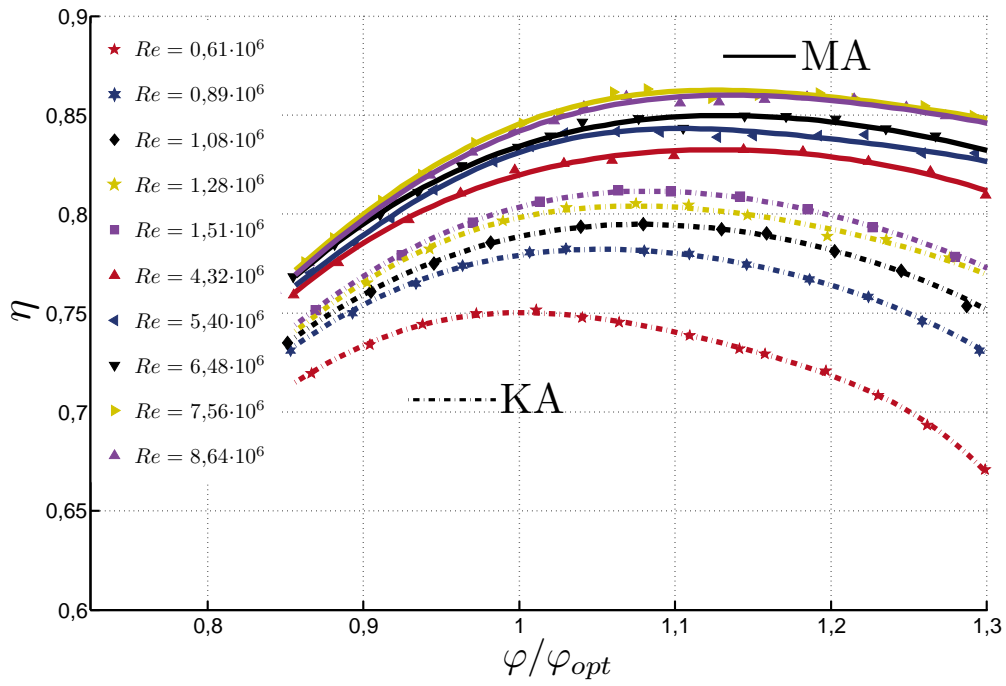


**Abbildung 6.1:** Ideale Kennlinien und dimensionslose Verluste für  $s/d = 1\%$ ,  $Ma = 0,11 \dots 0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche in Abhängigkeit vom Stafflungswinkel (vgl. Tab. 4.1) –  $\psi/\eta$  aus Messung,  $\psi_{ideal}$  als Ausgleichsgeraden,  $\psi_v$  berechnet

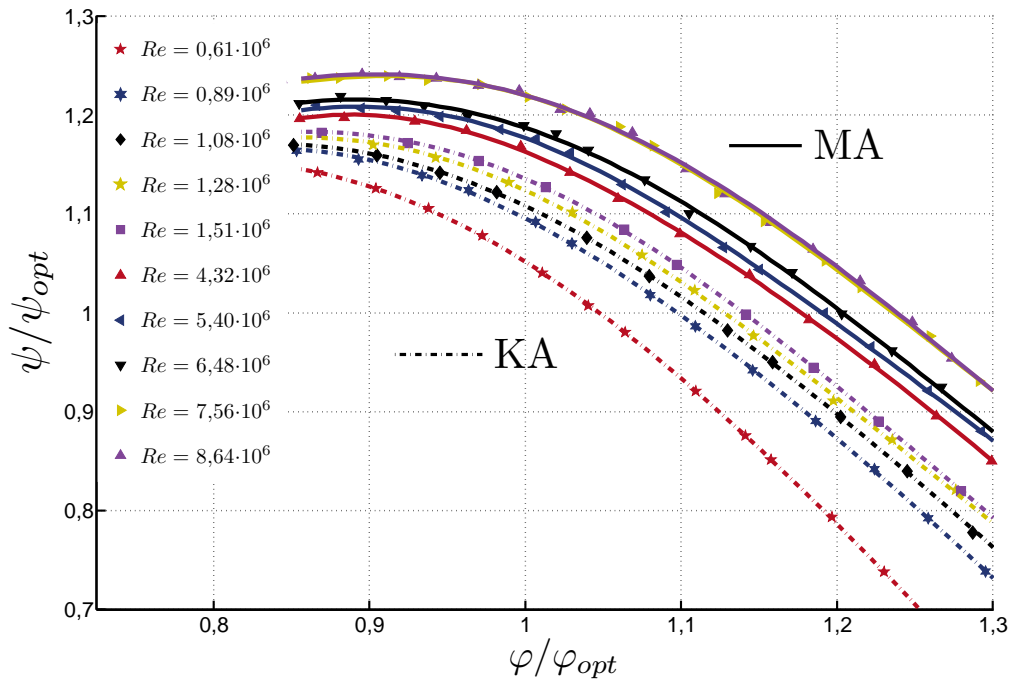
## 6.2 Einfluss von Reynolds-Zahl und relativer Rauheit

Wie in Kapitel 2.4 beschrieben, muss sich eine Erhöhung der Reynolds-Zahl in geringeren Reibungsverlusten und somit in einer Erhöhung des Wirkungsgrads niederschlagen. Dies gilt bis zu dem Punkt, an dem der hydraulisch raue Bereich überschritten wird. Die Abbildungen 6.2 und 6.3 zeigen den Einfluss der Reynolds-Zahl auf den Wirkungsgrad beziehungsweise auf die Druckziffer für die gestrahlten Schaufeln. Die relativen Rauheiten der beiden Modellanlagen sind in den gezeigten Bildern unterschiedlich, ein Einfluss zeigt sich jedoch nur bei der höchsten Reynolds-Zahl der MA  $Re = 8,64 \cdot 10^6$ . Hier findet keine Steigerung des Wirkungsgrads im Vergleich zu  $Re = 7,56 \cdot 10^6$  statt.



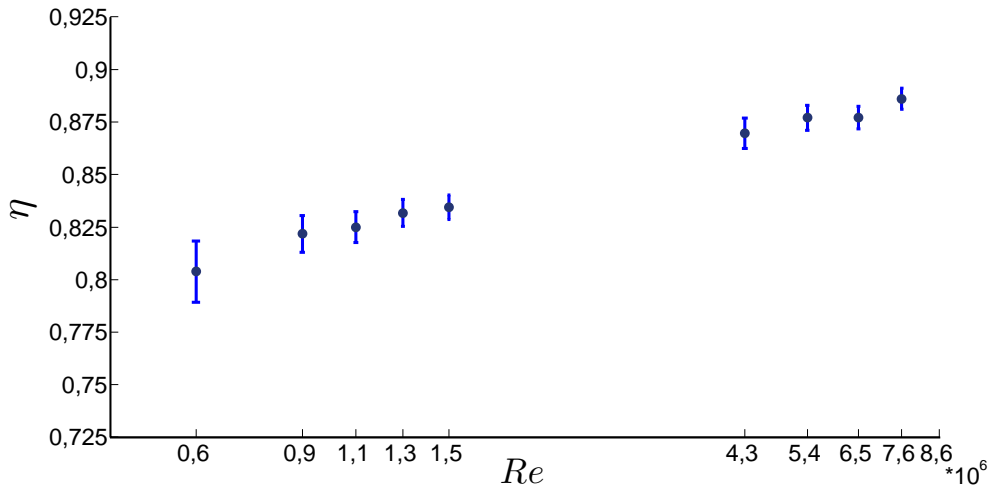


**Abbildung 6.2:** Einfluss der Reynolds-Zahl auf den Wirkungsgrad für  $\Delta\beta_s = -6^\circ$ ,  $s/d = 1\%$ ,  $Ma = 0,11 \dots 0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche (vgl. Tab. 4.1)



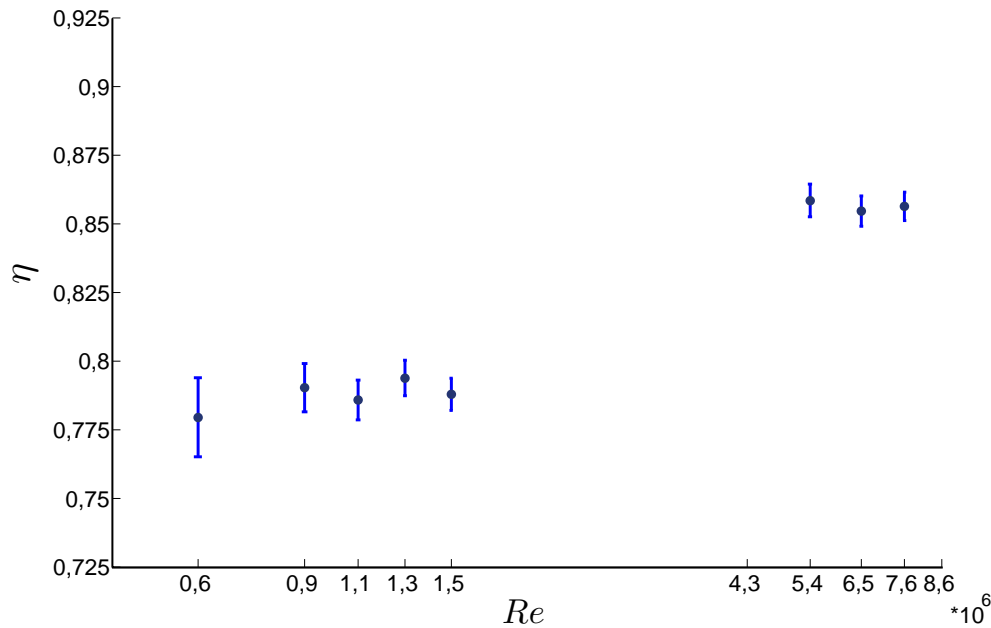
**Abbildung 6.3:** Einfluss der Reynolds-Zahl auf die Druckziffer für  $\Delta\beta_s = -6^\circ$ ,  $s/d = 1\%$ ,  $Ma = 0,11 \dots 0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche (vgl. Tab. 4.1)

Dies wird auch bei Betrachtung von Abbildung 6.4 ersichtlich. Hier sind die Wirkungsgrade für  $\Delta\beta_s = 0^\circ$  und eine konstante Durchflusszahl  $\varphi_{\text{opt}, Re=\min}$  ebenfalls für die gestrahlten Schaufeln aufgetragen. Betrachtet man die Wirkungsgrade für andere Rauheiten, so kann eine Grenze ausgemacht werden, oberhalb derer sich keine weitere Erhöhung des Wirkungsgrads mehr einstellt. Abbildung 6.5 zeigt die Wirkungsgrade für eine Rauheit der Laufradoberfläche von  $R_z = 48 \mu\text{m}$ . Hierbei fällt auf, dass im Reynolds-Zahl-Bereich der KA  $Re = 0,6...1,5 \cdot 10^6$  zunächst noch eine Zunahme im Wirkungsgrad zu verzeichnen ist, während sich der Wert ab  $Re = 1 \cdot 10^6$  nur noch im Bereich von  $\eta = 0,8$  bewegt.



**Abbildung 6.4:** Einfluss der Reynolds-Zahl auf den Wirkungsgrad für  $\Delta\beta_s = 0^\circ$ , konstante Durchflusszahl  $\varphi_{\text{opt}, Re=\min}$ ,  $s/d = 1\%$ ,  $Ma = 0,11...0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche mit  $R_z = 12 \mu\text{m}$  (MA) beziehungsweise  $R_z = 9 \mu\text{m}$  (KA) (vgl. Tab. 4.1)

Im Reynolds-Zahl-Bereich der MA  $Re = 5,4...7,6 \cdot 10^6$  ist zwar die Höhe des Wirkungsgrads gestiegen, jedoch hängt der Wirkungsgrad hier nicht mehr von der Reynolds-Zahl ab. Dies zeigt, dass die Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl von der relativen Rauheit abhängt. Wie bereits erwähnt entsteht der Großteil der Verluste bedingt durch die größten auftretenden Geschwindigkeiten innerhalb des Rotors. Daher ist ein Bezug auf die Sehnenlänge sinnvoll. Bedingt durch die unterschiedlichen Rauheiten und den großen abgedeckten Reynolds-Zahl-Bereich konnten mehrere Übergänge gefunden werden, ab denen keine weitere Erhöhung des Wirkungsgrads mehr stattfand. Für den Fall von  $l/R_z = 8333$  (gestrahlte Schaufeln) war dies ab  $Re = 7,4 \cdot 10^6$  der Fall. Weitere Übergänge fanden sich für die sandrauen Schaufeln bei  $l/R_z = 521$  für  $Re = 1 \cdot 10^6$  und  $l/R_z = 1316$  für  $Re = 1,4...4,3 \cdot 10^6$ . Der letzte Bereich liegt zwischen den vermessenen Reynolds-Zahlen von KA und MA, so dass eine genaue Zuordnung nicht möglich ist (vgl. Tab. 7.1).



**Abbildung 6.5:** Einfluss der Reynolds-Zahl auf den Wirkungsgrad für  $\Delta\beta_s = 0^\circ$  bei konstanter Durchflusszahl  $\varphi_{\text{opt}, Re=\min}$ ,  $s/d = 1\%$ ,  $Ma = 0,11 \dots 0,38$  und gleicher Rauheit von  $R_z = 48 \mu\text{m}$

Wird der gesamte Betriebsbereich betrachtet, so zeigt sich der in Kapitel 2.3 prognostizierte Verlauf. Während bei Teillast die Kurven ineinander übergehen, wird der Aufwerteeffekt bei Überlast durch Verschiebung des Optimums zu größeren Durchflusszahlen verstärkt. Dieser Umstand verbietet die Anwendung von Aufwertegleichungen, die diesen Umstand unberücksichtigt lassen.

Der Vergleich des gemessenen Aufwerteeffekts mit der Vorhersage aus verschiedenen Gleichungen bei unterschiedlichen Lastbereichen war bereits Gegenstand der Untersuchungen von Heß und Pelz [16]. Sie konnten zeigen, dass die Gleichungen von Ackeret und Pfeleiderer den Aufwerteeffekt zum Teil erheblich unterschätzen. Da sie keine Berücksichtigung der relativen Rauheit beinhalten, sind sie stark abhängig vom betrachteten Reynolds-Zahl-Bereich. Für den Fall der Anwendung deutlich über der Grenz-Reynolds-Zahl, oberhalb derer keine weitere Erhöhung des Wirkungsgrads mehr auftritt, nähern sich beide Ergebnisse den tatsächlichen Messwerten an. Dies wird auch in Tab. 7.1 deutlich. Hier sind die gemessenen Wirkungsgrade der Vorhersage nach der Ackeret-Gleichung gegenübergestellt. Die Abweichung zum Messwert schwankt dabei zwischen 0,1...5,1 Prozentpunkten. Da keine Möglichkeit besteht, Rückschlüsse auf die Qualität des betrachteten Reynolds-Zahl-Bereiches zu ziehen, ist die Implementierung des Rauheits- und Lastpunkt-Einflusses in eine neue Aufwerteformel unabdingbar.

### 6.3 Aufteilung der Aufwertung

Bei Betrachtung des Wirkungsgrads über das Verhältnis der Fluid- zur mechanischen Leistung lässt sich die Erhöhung des Wirkungsgrads bei gesteigerter Reynolds-Zahl nicht auf eine einzelne Größe zurückführen. Stattdessen wird daher nachfolgend eine dimensionslose Definition mit den Einflussgrößen Durchflusszahl  $\varphi$ , Druckziffer  $\psi$  und Leistungszahl  $\lambda$  in der Form:

$$\eta = \frac{\varphi \psi}{\lambda} \quad \text{mit} \quad \lambda = \frac{8P}{\pi^4 \rho d^5 n^3}. \quad (6.2)$$

verwendet. Betrachtet man nun die Erhöhung entlang einer konstanten Durchflusszahl, so muss der Unterschied im Wirkungsgrad auf eine erhöhte Druckziffer bzw. eine verminderte Leistungszahl zurückzuführen sein.

Abbildung 6.6 stellt die einzelnen Einflussgrößen bei konstanter Durchflusszahl für alle betrachteten Staffelungswinkel über der Reynolds-Zahl dar. Dabei sind die Werte der Größen immer auf die Referenz-Reynolds-Zahl des jeweiligen Winkels bezogen. Es zeigt sich, dass die Leistungszahl nahezu konstant bleibt und sich überwiegend im Rahmen der Messgenauigkeit bewegt, während die Druckziffer sich proportional zum Wirkungsgrad verhält.

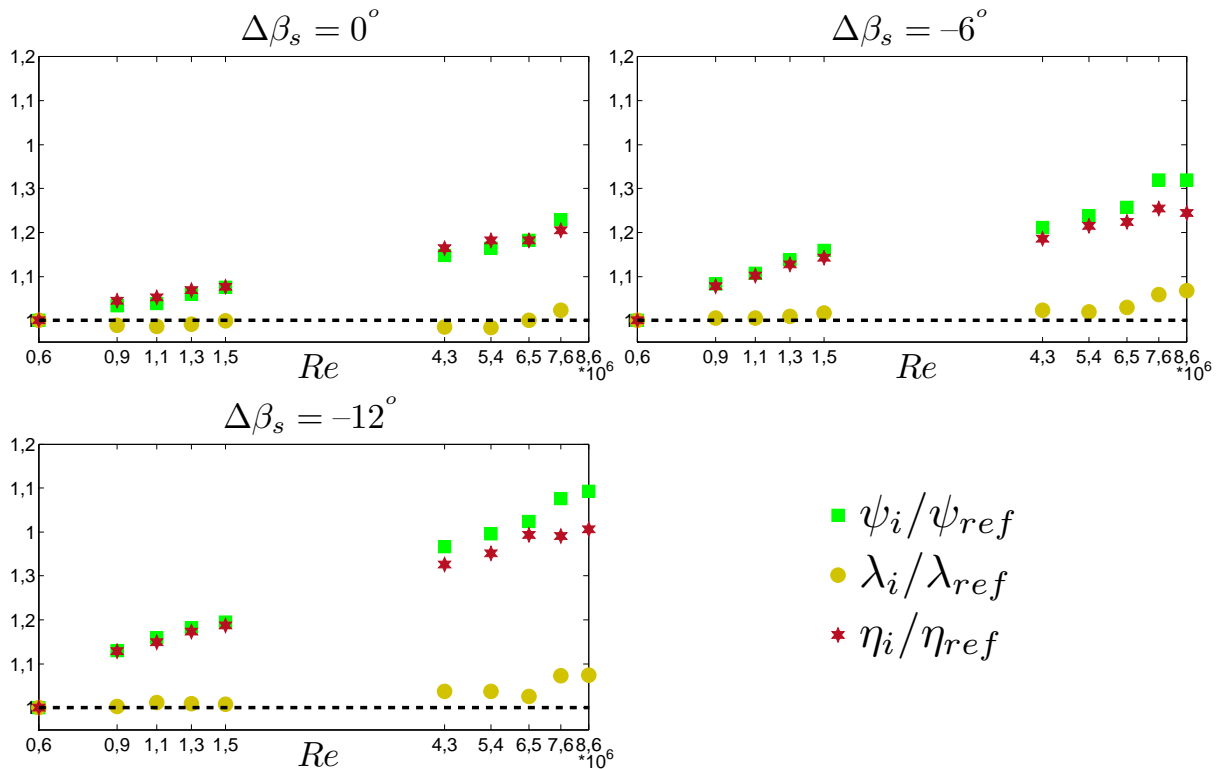
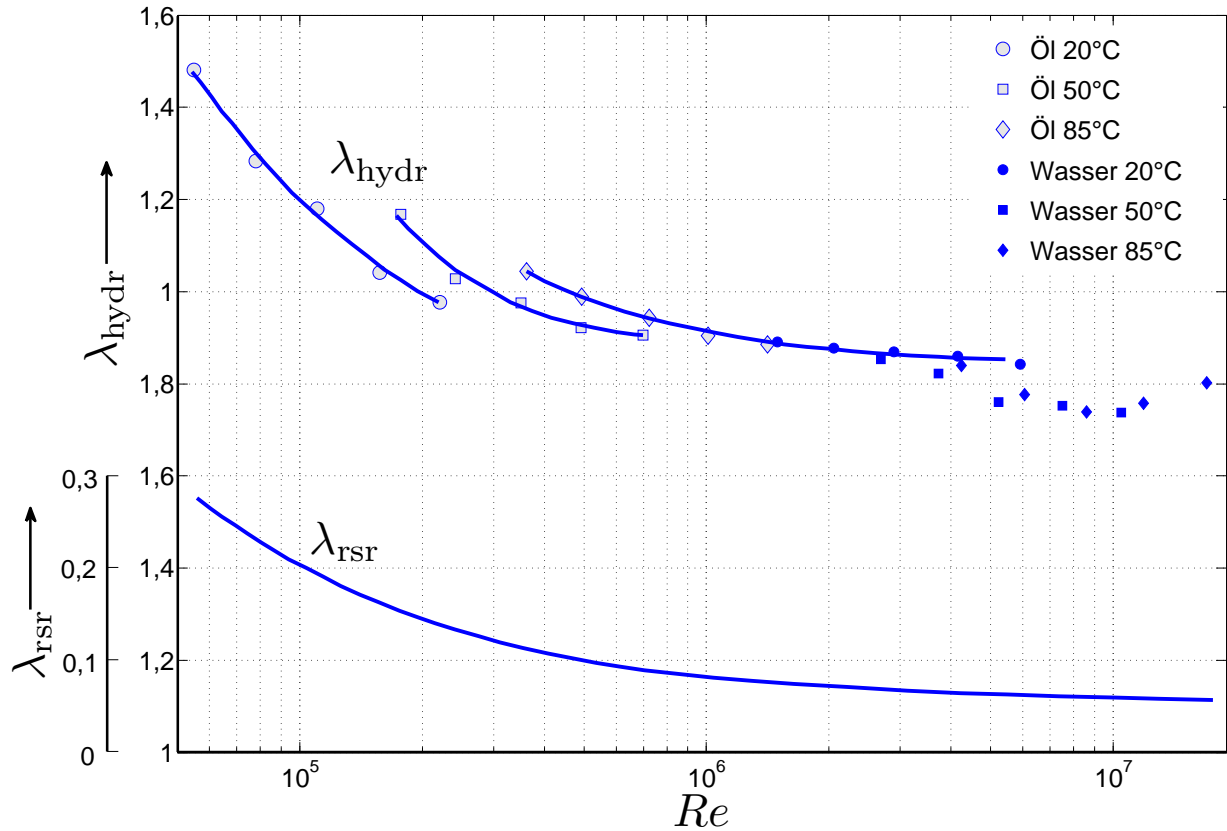


Abbildung 6.6: Aufteilung des erhöhten Wirkungsgrads auf Druck- und Leistungszahl [16]



**Abbildung 6.7:** Vergleich von gemessener hydraulischer Leistungszahl und berechneter dimensionsloser Radseitenreibungsleistung für eine Kreispumpe nach Rotzoll [46]

In der Arbeit von Heß und Pelz [16] wurde dieses Ergebnis mit Messungen von Rotzoll [46] an Kreispumpen verglichen. Hierbei zeigte sich eine deutliche Abnahme der Leistungszahl bei Erhöhung der Reynoldszahl. Rotzoll betrachtete dabei vergleichend auch den Einfluss der Radseitenreibung, wie sie in Abbildung 6.7 dargestellt ist. Die Abnahme in der Leistungszahl ist klar der verringerten dimensionslosen Radseitenreibungsleistung zuzuordnen. Da praktisch keine Radseitenreibung im hier untersuchten axialen Aufbau auftritt und sich somit eine konstante Leistungszahl einstellen muss, bestätigen die Messungen von Rotzoll das zuvor gezeigte Resultat.

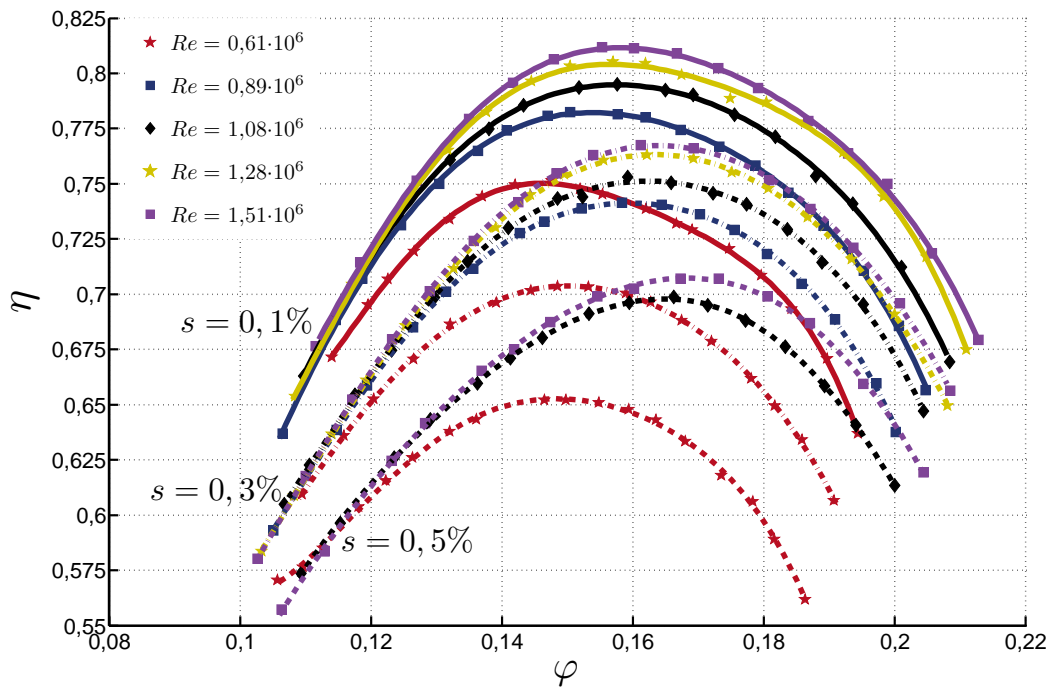
Unter Berücksichtigung der Ergebnisse ist somit eine Aufwertung der Druckziffer unter Verwendung der in Kapitel 7 vorgestellten neuen Aufwertemethode in folgender Form möglich:

$$\frac{\psi}{\psi_m} = \frac{\eta}{\eta_m} \rightarrow \psi = \frac{\eta}{\eta_m} \psi_m. \quad (6.3)$$

## 6.4 Einfluss des Spalts

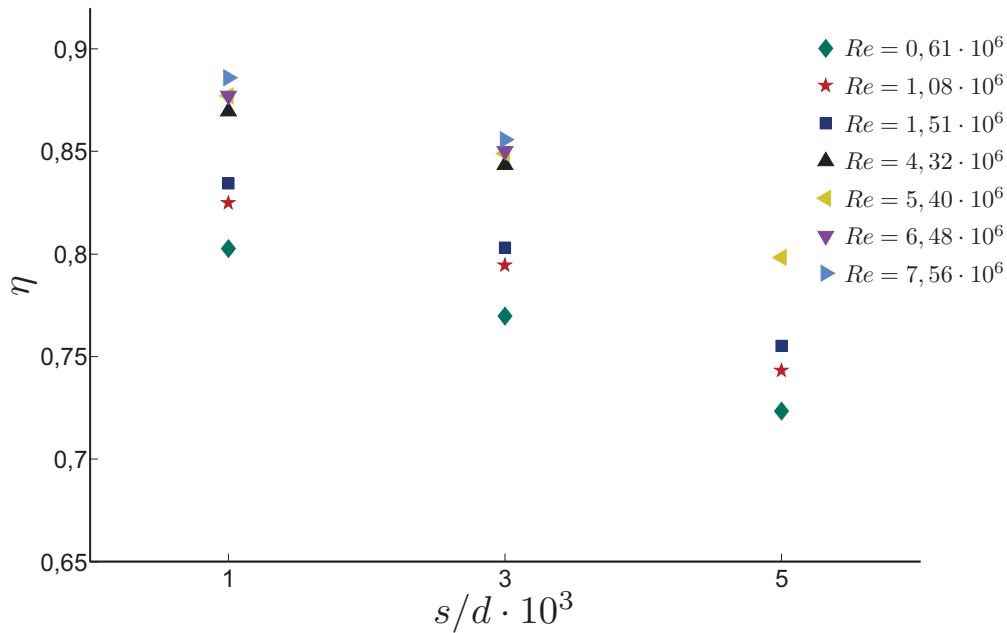
Trägt man die gemessenen Wirkungsgrade bei unterschiedlichen Spaltweiten über der Durchflusszahl auf, ergibt sich mit erhöhter Spaltweite eine Verschiebung der gesamten Kennlinie nach unten rechts. Abbildung 6.8 zeigt exemplarisch die Messwerte für die KA. Der qualitative Verlauf stimmt sehr gut mit den theoretischen Betrachtungen aus Kapitel 2.2 sowie experimentellen Ergebnissen aus der Lite-

ratur (vgl. [31]) überein.



**Abbildung 6.8:** Einfluss des Spalts auf den Wirkungsgrad (KA,  $\Delta\beta_s = -6^\circ$ ,  $Ma = 0.11 \dots 0.27$  und gestrahlte Schaufeloberfläche, vgl. Tab. 4.1)

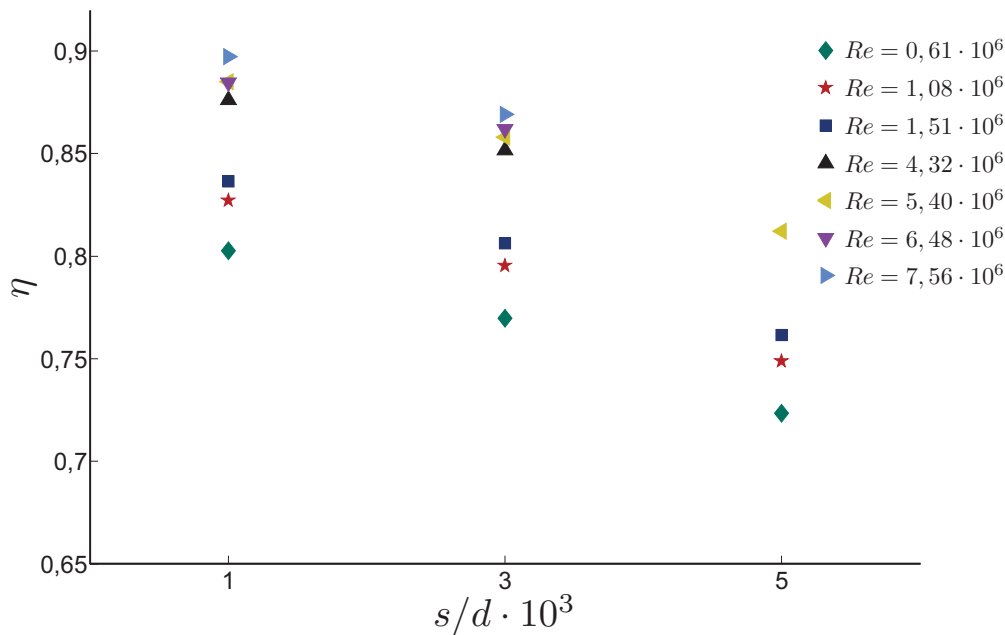
Betrachtet man den Einfluss der Reynolds-Zahl unter Berücksichtigung unterschiedlicher Spaltweiten, so ist lediglich eine äquidistante Verschiebung aller Kurven mit gleicher Reynolds-Zahl zu erkennen. Abbildung 6.9 zeigt den Einfluss von Spalt und Reynolds-Zahl auf den Wirkungsgrad bei konstanter Durchflusszahl für KA und MA ( $\Delta\beta_s = 0^\circ$ ,  $\varphi_{\text{opt}, Re_{\text{min}}} = 0.191$ ). Es ist ein annähernd linearer Abfall im Wirkungsgrad bei Erhöhung des Spalts zu erkennen, die Unterschiede im Wirkungsgrad innerhalb der Messungen mit gleicher Reynolds-Zahl bleiben hingegen konstant.



**Abbildung 6.9:** Einfluss von Spalt und Reynolds-Zahl auf den Wirkungsgrad bei konstanter Durchflusszahl für KA und MA ( $\Delta\beta_s = 0^\circ$ ,  $\varphi_{\text{opt}, Re_{\min}} = 0,191$ ,  $Ma = 0,11 \dots 0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche vgl. Tab. 4.1)

Gleiches gilt für den maximalen Wirkungsgrad in Abbildung 6.10. Zwar steigt das Niveau – aufgrund der Optimumverschiebung besonders bei größeren Reynolds-Zahlen – die Abstände für verschiedene Spaltweiten sind jedoch wieder gleich.

Versucht man nun den Einfluss des Spalts für konstante Durchflusszahlen zu erfassen, so ist dies nicht ohne weiteres möglich. Abbildung 6.11 verdeutlicht dieses Problem. Aufgetragen sind der Übersicht halber nur die relativen Spaltweiten  $s/d = 0,1\%$  und  $0,5\%$  sowie  $\varphi_{\text{opt}, Re_{\min}} = 0,191$ . Für eine relative Spaltweite von  $s/d = 0,1\%$  bei den Reynolds-Zahlen  $Re = 1,08 \cdot 10^6$  bzw.  $Re = 1,51 \cdot 10^6$  beträgt die Zunahme des Wirkungsgrads ca. 1,5%, während bei gleicher Durchflusszahl bzw. gleichen Reynolds-Zahlen bei  $s/d = 0,5\%$  die Zunahme kleiner 0,5% ist. Dies macht eine Einbeziehung des Aufwerteeffekts nur unter komplexer Abbildung der Verschiebung der Kennlinien durch den Spalteinfluss notwendig.



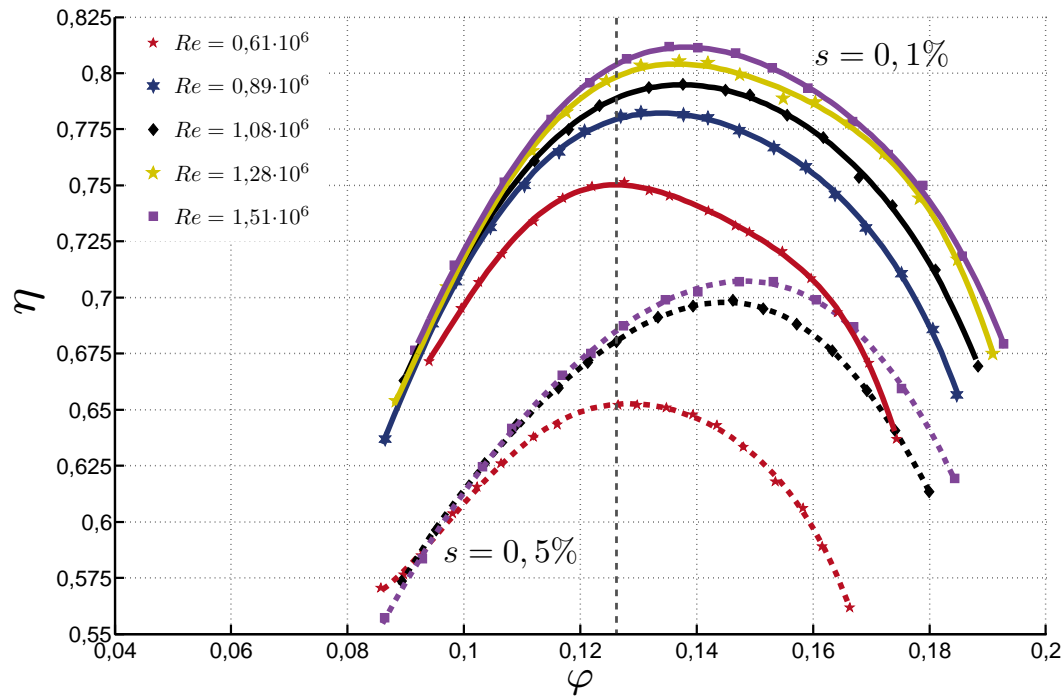
**Abbildung 6.10:** Einfluss von Spalt und Reynolds-Zahl auf den maximalen Wirkungsgrad für KA und MA ( $\Delta\beta_s = -6^\circ$ ,  $Ma = 0,11...0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche vgl. Tab. 4.1)

In der Praxis ist normalerweise die Größe des Spalts der Großausführung bekannt und die Fertigung des gleichen relativen Spalts am Modell stellt die Regel dar.<sup>2</sup> Eine komplexere Formel würde also keine zu erwartende Verbesserung des aktuellen Status bringen, so dass sich diese Arbeit darauf beschränkt, den Einfluss des Spalts auf den maximalen Wirkungsgrad wiederzugeben. Da drei unterschiedliche Spalte vermessen wurden, ist eine tendenzielle Analyse des Einflusses auf den Wirkungsgrad möglich. Der Abfall im Wirkungsgrad liegt in der Größenordnung von  $\approx 2,5$  Prozentpunkten pro Erhöhung des Spalts um ein Promille. Bezieht man den Spalt auf die Schaufelhöhe, welche  $1/4$  des Durchmessers beträgt, so ist eine Änderung im Bereich von  $\approx 0,625\%$  Prozentpunkten pro Erhöhung des Spalts um ein Promille zu erwarten.

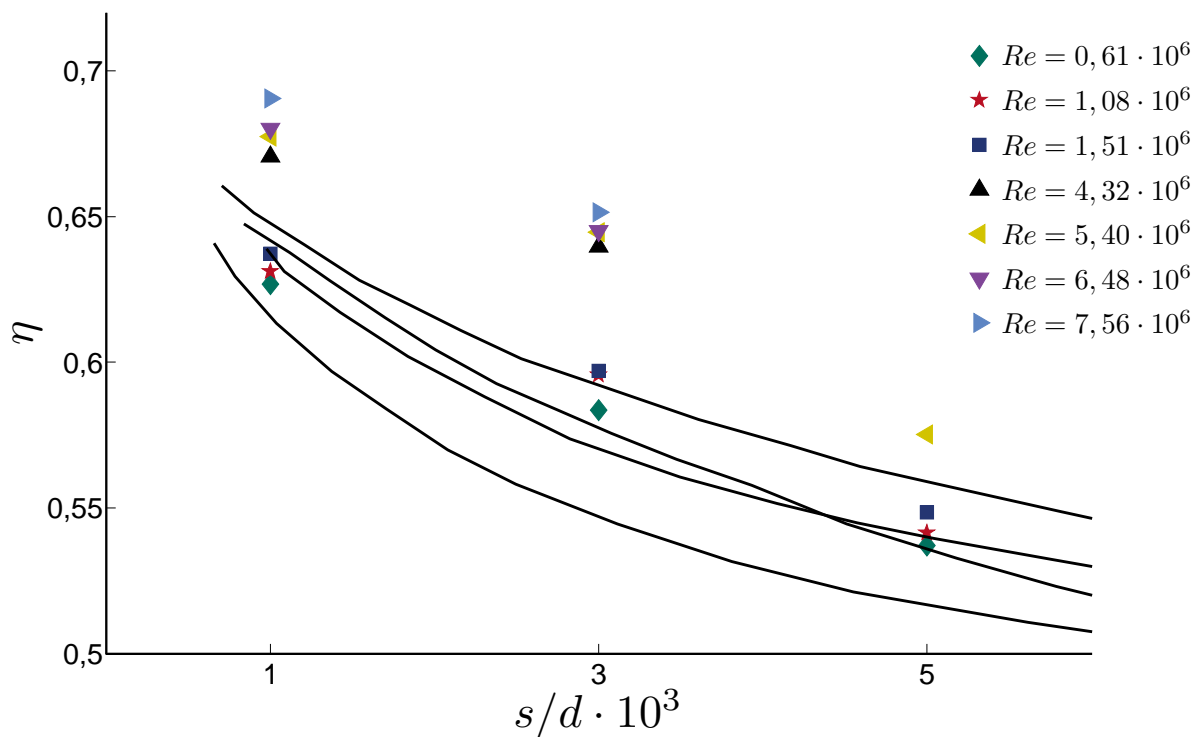
Trägt man, wie in Abbildung 6.12 dargestellt, den maximalen Wirkungsgrad über der Spaltweite auf und vergleicht die Messungen dieser Arbeit wieder mit den Messungen von Marcinowski [31], zeigt sich auch hier eine gute Übereinstimmung. Dabei wurden die Messdaten wie in Kapitel 2.2 beschrieben auf den frei ausblasenden Fall umgerechnet. Die Tendenz zur Abnahme im Wirkungsgrad wird gut wiedergegeben, auch wenn das Niveau der Messungen dieser Arbeit über denen von Marcinowsky liegt.

<sup>2</sup>Prinzipiell ist die Fertigung eines kleinen relativen Spalts an der Großausführung meist teurer als beim Modell, da die Großausführung erheblich größere relative Toleranzen des Durchmessers (vor allem im Bereich der Gehäuse rundheit) besitzt.





**Abbildung 6.11:** Aufwertung des Wirkungsgrads für unterschiedliche Spaltweiten bei  $\varphi=\text{const}$  für KA ( $\Delta\beta_s = 0^\circ$ ,  $Ma = 0,11\dots 0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche vgl. Tab. 4.1)



**Abbildung 6.12:** Vergleich des maximalen Wirkungsgrads für KA und MA mit Messungen nach Marcinowski [31] (Werte für freiausblasenden Ventilator bei  $\Delta\beta_s = 0^\circ$ ,  $Ma = 0,11\dots 0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche vgl. Tab. 4.1)

## 6.5 Diskussion

Die in diesem Kapitel vorgestellte Messkampagne umfasste für die MA ca. 200 bzw. für die KA ca. 125 Kennlinien (dies entspricht ca. 3600 bzw. 2300 Messpunkten). In Tabelle 6.1 sind alle Varianten dargestellt, welche in die im nachfolgenden Kapitel vorgestellte neue Aufwertemethode eingehen.

	$\Delta\beta_s = -12^\circ$		$\Delta\beta_s = -6^\circ$		$\Delta\beta_s = 0^\circ$	
	KA	MA	KA	MA	KA	MA
Reynolds-Zahl $\cdot 10^6$	0,5...1,5	4,3...8,6	0,5...1,5	4,3...8,6	0,5...1,5	4,3...7,4
relativer Spalt $\cdot 10^3$	1;3;5	1;3;5	1;3;5	1;3;5	1;3;5	1;3;5
Rauheit $R_z$	9;19;48	12;48;75	9;19;48	12;48;75	9;19;48;75	12;48;75

**Tabelle 6.1:** Liste der Versuchsvarianten

Frühere Methoden basierten in der Regel auf Messungen an nur schwer vergleichbaren Prüfständen. Meist wiesen diese keine vollständige geometrische Ähnlichkeit im Bereich der Rauheiten und Spalte auf. Zudem kamen häufig unterschiedliche Messtechniken bzw. verschiedene Messmethoden zum Einsatz.<sup>3</sup> Anhand der idealen, von Verlusten unbeeinflussten, Kennlinie konnte die hohe Genauigkeit der Messungen in dieser Arbeit gezeigt werden. Dies trifft auch auf die Vergleichbarkeit der Messungen an MA und KA zu. Hinzu kommt, dass durch die Einbeziehung mehrerer Staffelungswinkel im Prinzip drei unterschiedliche Anlagen vermessen wurden.

Der Einfluss der Reynolds-Zahl auf den Wirkungsgrad konnte wie erwartet nachgewiesen werden. Zudem konnten durch die Messungen mit unterschiedlichen relativen Rauheiten mehrere Punkte identifiziert werden, oberhalb derer sich eine weitere Erhöhung der Reynolds-Zahl nicht mehr in einem besseren Wirkungsgrad bzw. einer erhöhten Druckziffer niederschlägt. Für die notwendige Beschreibung der Abhängigkeit der Reibungsverluste von der Reynolds-Zahl ist damit eine solide Datenbasis geschaffen worden, die in die neue Aufwertemethode mit einfließt. Anhand der Messdaten konnte ebenfalls gezeigt werden, dass sich die Erhöhung des Wirkungsgrads ausschließlich auf eine erhöhte Druckziffer zurückführen lässt. Somit ist bei Kenntnis der Wirkungsgradaufwertung eine einfache aber sehr genaue Vorhersage für die Zunahme der Druckziffer möglich.

Wie erwartet zeigte sich, dass der Spalt keinen nachweisbaren Einfluss auf die Verluste bei unterschiedlichen Reynolds-Zahlen besitzt. Da die neue Aufwertemethode für gleiche Durchsatzzahlen durchgeführt werden soll, erweist sich die Einbeziehung der Verschiebung der Kennlinien bzw. des damit verbundenen unterschiedlichen Aufwerteeffekts als komplex. Angesichts gleicher relativer Spalte bei Modell und Großausführung in der Praxis steht eine komplexe Aufwertemethode mit Berücksichtigung unterschiedlicher Spaltweiten im Gegensatz zur einfachen Anwendbarkeit. Aus diesem Grund

<sup>3</sup>Besonders sei an dieser Stelle auf die Messung der lagerbedingten Reibmomente verwiesen, deren Herausrechnen – wenn überhaupt durchgeführt – die Genauigkeit der Messung nur schwer quantifizierbar macht.

---

reduziert sich die Analyse der Spaltverluste in dieser Arbeit auf Aussagen zum Einfluss auf die maximalen Wirkungsgrade. Hierbei konnte ein Abfall im Wirkungsgrad von  $\approx 2,5$  Prozentpunkten pro Erhöhung des relativen Spalts  $s/d$  um ein Promille nachgewiesen werden. Dieser Wert stimmt gut mit Messungen aus der Literatur überein.

---

## 7 Darmstädter Aufwertemethode

---

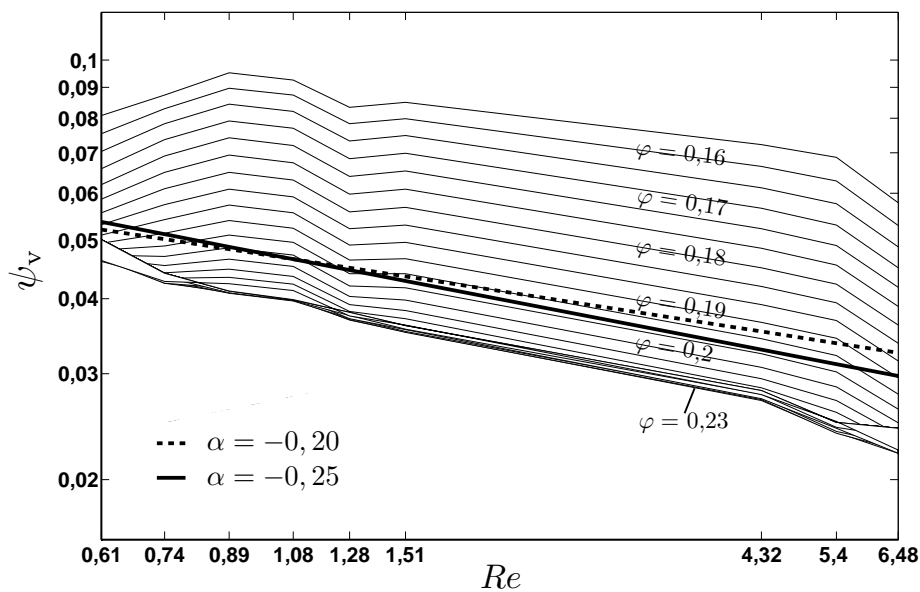
Wie in Kapitel 3 dargelegt, bieten Messungen an Modellen nach wie vor deutliche Vorteile gegenüber Messungen an Großausführungen. Die Umrechnung der Wirkungsgrade und Druckziffern von den Messdaten der Modelle muss zusätzlich zu den in Kapitel 3 genannten Anforderungen folgende Eigenschaften besitzen, um sich in der Praxis etablieren zu können:

- Einfache Anwendbarkeit
- Eindeutig
- Nachvollziehbar
- Anwendbarkeit auf vollständigen Betriebsbereich
- Berücksichtigung unterschiedlicher, relativer Rauheiten

Speziell die erste Forderung der einfachen Anwendbarkeit bedingt eine Vereinfachung der realen Physik. Eine komplexe Methode würde auch unter Betrachtung der zu erwartenden Genauigkeit bei der Modellmessung in der Industrie keinen Sinn machen. Hier liegen die zu erwartenden Fehler bei der Wirkungsgradmessung bei  $\Delta\eta > 2\%$ . Eine Aufwertung, die den aufgewerteten Wirkungsgrad auf 0,1% genau vorhersagt, würde einen unverhältnismäßig großen Aufwand erfordern und letztlich die Genauigkeit nur unmerklich verbessern. Als Basis der Darmstädter Methode dient die allgemeine Aufwertformel, wie sie bereits in Kapitel 2.3 vorgestellt wurde:

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_m} = 1 + V_m \left( \frac{\psi_{v, \text{reib}}}{\psi_{v, \text{reib}_m}} - 1 \right), \quad (7.1)$$

wobei auch hier das Verhältnis der Reibungsverluste durch das Verhältnis der Reynolds-Zahlen ersetzt wird, da der absolute Wert der Verluste nicht von Bedeutung ist. Wie bereits in Kapitel 2.4 beschrieben lassen sich im Verlauf der Reibungsverluste drei Bereiche unterscheiden. Während der Verlauf für den hydraulisch glatten Bereich ( $\lambda \sim Re^{-\alpha}$ ) bzw. hydraulisch rauen Bereich ( $\lambda = \text{const}$ ) sehr einfach wiederzugeben ist, kann keine generelle Aussage im Übergangsbereich getroffen werden. Hier hängt der Exponent  $\alpha$  sowohl von der Rauheit als auch von der betrachteten Reynolds-Zahl ab (vgl. Abb. 2.6). Zur Vereinfachung wird daher die in Abbildung 7.3 gezeigte Annahme getroffen, dass kein Übergangsbereich existiert und die Verluste entweder in der Form  $\lambda \sim Re^{-\alpha}$  von der Reynolds-Zahl abhängen oder von dieser unabhängig sind.



**Abbildung 7.1:** Verlust-Druckziffer über der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Durchflusszahlen bei  $\Delta\beta_s = 0^\circ$  und Vergleich des Verlaufs der Reibungsverluste als Funktion von  $\lambda \sim Re^{-\alpha}$

Damit ergibt sich die vereinfachte Form, in der der Quotienten der Reibungsverluste durch den Quotient der Reynolds-Zahlen ersetzt wird. Unbekannt sind hierbei

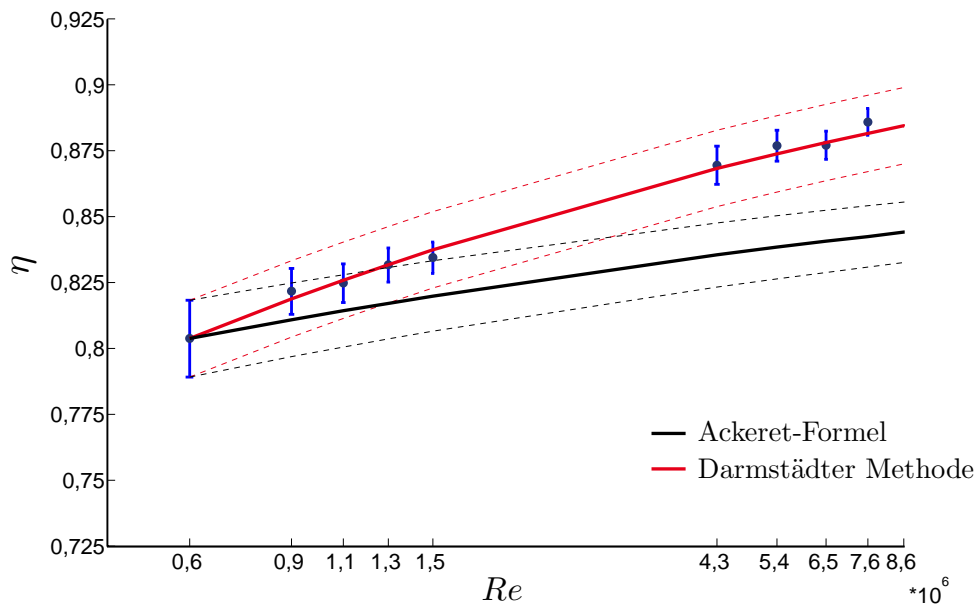
1. Der Exponent  $\alpha$ ,
2. die Grenz-Reynolds-Zahl  $Re_c$ , ab der die Reibungsverluste unabhängig von der Reynolds-Zahl werden und
3. der Verlustverteilungsfaktor  $V$ .

Nachfolgend werden diese Parameter einzeln behandelt.

## 7.1 Exponent

Die Reibungsverluste sind nach den Annahmen in Kapitel 2.2 nur eine Funktion der relativen Rauheit (die Spaltweite geht nicht mit ein). Da die größten Verluste aufgrund der höchsten Geschwindigkeiten im Rotor entstehen, wird im Allgemeinen und stellvertretend für die Ventilatorstufe der Rotor betrachtet. Dazu findet in der Literatur als Analogie stets das Plattenmodell Verwendung, welches nach dem Blasiusgesetz zum Exponenten  $\alpha = 0,2$  führt. Da innerhalb dieser Arbeit umfangreiche Messungen durchgeführt wurden, ist eine Ableitung der Abhängigkeit für die gesamte Stufe möglich. Abbildung 7.1 stellt bei  $\Delta\beta_s = 0^\circ$  die Verluste in Abhängigkeit der Durchflusszahl über der Reynolds-Zahl dar. Die eingezeichnete lineare Interpolation ist ein Best-Fit über den gesamten Betriebsbereich und alle betrachteten Staffelungswinkel.

Im Gegensatz zum bisherigen Ansatz zeigt sich, dass sich für die gesamte Stufe die beste Übereinstimmung mit den Messergebnissen über alle betrachteten Winkel für einen Exponenten von  $\alpha = 0,25$



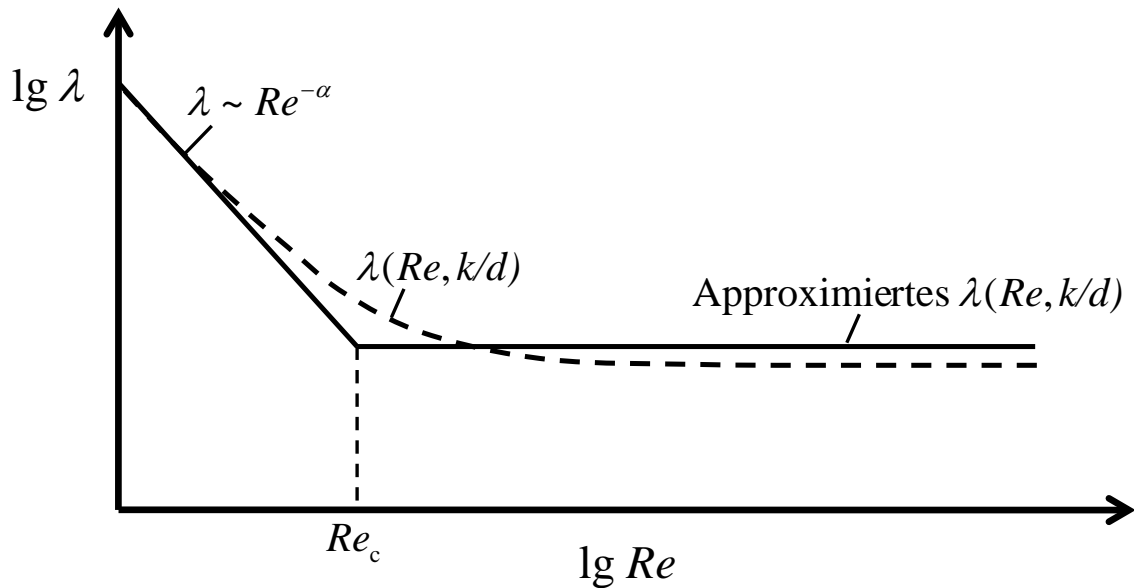
**Abbildung 7.2:** Vergleich gemessener und vorhergesagter Wirkungsgrade mit der Akeret-Formel und der Darmstädter Methode bei  $\Delta\beta_s = 0^\circ$ , konstanter Durchflusszahl  $\varphi_{\text{opt}, Re=\min}$ ,  $Ma = 0,11 \dots 0,38$  und gestrahlter Schaufeloberfläche (vgl. Tab. 4.1)

ergibt. In Abbildung 7.2 wird diese Aussage bestätigt. Aufgetragen sind die Messdaten bei  $\Delta\beta_s = 0^\circ$  und konstanter Durchflusszahl  $\varphi_{\text{opt}, Re=\min}$  sowie die Vorhersage des Wirkungsgrads mittels Akeret-Formel und der Darmstädter Methode. Da sich der tatsächliche Wert des Wirkungsgrads im Bereich des Vertrauensintervalls befinden muss, wurde die Vorhersage zudem für die Grenzen des Intervalls bei der kleinsten Reynolds-Zahl durchgeführt. Alle gemessenen Wirkungsgrade liegen mit sehr guter Genauigkeit im Vertrauensintervall der Darmstädter Methode, wohingegen die Akeret-Formel die Wirkungsgradaufwertung deutlich unterschätzt.

Demnach hängen die Reibungsverluste der Stufe in einem deutlich höheren Maße von der Reynolds-Zahl ab als beim bisher verwendeten Plattenmodell. In Anlehnung an Abbildung 7.3 ist davon auszugehen, dass bei kleineren Reynolds-Zahlen dieser Wert sogar noch steigen müsste, da die durchgeführten experimentellen Untersuchungen zumindest teilweise im Übergangsbereich zwischen hydraulisch glatt und hydraulisch rau liegen. Da übliche Modelle in der Regel einen Durchmesser von mindestens 0,4 m haben und eine Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  aufweisen, ergibt sich eine minimale Reynolds-Zahl von  $Re_{\min} = 1,68 \cdot 10^6$ . Da diese fast um den Faktor drei größer ist als die minimale Reynolds-Zahl, bei der in dieser Arbeit gemessen wurde, ist dieser Umstand vernachlässigbar.

## 7.2 Grenz-Reynolds-Zahl

Zur Ermittlung der Grenz-Reynolds-Zahl wurden ebenfalls die Messungen herangezogen. Wie bereits beschrieben, konnten durch die unterschiedlichen Rauheiten und den großen abgedeckten Reynolds-Zahl-Bereich mehrere Übergänge gefunden werden, ab denen keine weitere Erhöhung des Wirkungs-



**Abbildung 7.3:** Vereinfachter Verlauf der Reibungsverluste

grads mehr stattfand. Wie in Kapitel 2.4 erwähnt, ist es sinnvoll für axiale Turbomaschinen statt des Modells der turbulenten Rohrströmung ein Modell der ebenen Platte zugrunde zu legen, da der Großteil der Reibungsverluste im Laufrad entsteht. Aus diesem Grund wird nachfolgend statt des bisher verwendeten Durchmessers zur Bestimmung der relativen Rauheit die Sehnenlänge als relevante Größe eingeführt. Unter Verwendung des nun bekannten Exponenten wurden für den Bereich maximalen Wirkungsgrads mehrere Optimierungsrechnungen durchgeführt. Dabei wurden für verschiedene Grenz-Reynolds-Zahlen bei allen betrachteten Schaufelwinkeln die Abweichung des vorhergesagten Wirkungsgrads zum tatsächlichen Wirkungsgrad betrachtet. Als Parameter gingen dabei der Mittelwert, die Extrema und die Varianz der Abweichung ein. Letztlich stellte sich die Betrachtung des Mittelwerts als optimal heraus und führte zu folgender Berechnungsmethode:

$$Re_c = 137,5 \cdot \frac{l}{R_z}. \quad (7.2)$$

Neben der auf die Sehnenlänge im Mittelschnitt bezogenen relativen Rauheit  $l/R_z$ , geht hierbei auch die Schaufelanzahl  $z$  ein. Gelegentlich wird in der Praxis die Geometrie der Schaufel dahingehend verändert, dass die Schaufelanzahl verringert, gleichzeitig jedoch die Sehnenlänge proportional erhöht wird (das Teilungsverhältnis  $t/z$  also konstant gehalten wird). In diesem Fall würde unter ausschließlichem Bezug auf die Sehnenlänge die Grenz-Reynolds-Zahl sinken. Da jedoch im erwähnten Fall die Reibfläche an der Rotorschaukel konstant bleibt, ändert sich der Wirkungsgrad nur äußerst geringfügig. Daher wurde die Schaufelzahl als relevanter Parameter berücksichtigt.

Die  $R_z$ -Rauheiten der restlichen Stufenbauteile wie Leiträder, Gehäuse und Nabe lagen stets unterhalb  $R_z < 5 \mu\text{m}$  und waren damit immer kleiner als die Rauheiten des Rotors. Wie die in Anhang D vorgestellten Messungen zeigen, ist im Falle einer höheren Rauheit im Vergleich zum Rotor eine Einbeziehung der restlichen Stufenkomponenten sinnvoll:

$$R_z = \frac{2R_{z,\text{Rotor}} + R_{z,\text{Rest}}}{3}, \quad (7.3)$$

wobei der Wert für  $R_{z,\text{Rest}}$  ein Mittelwert der restlichen Stufenkomponenten darstellt.

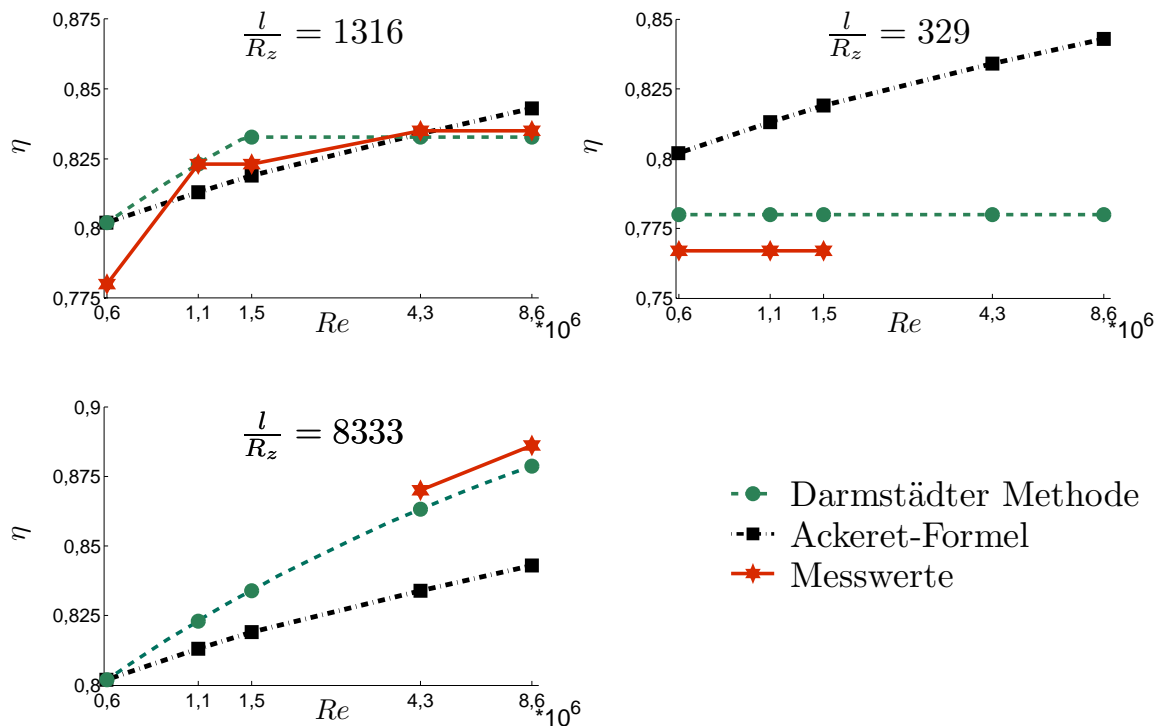
Für die Berechnung des Verlustverhaltens ist es nunmehr erforderlich, eine Fallunterscheidung durchzuführen. Liegt die aufzuwertende Reynolds-Zahl oberhalb der Grenz-Reynolds-Zahl, so darf für die Berechnung von  $Re$  nur  $Re_c$  eingesetzt werden. Unter Einsatz dieser Vorgehensweise sind in Tabelle 7.1 die gemessenen den berechneten Wirkungsgraden nach der Akeret-Formel und der Darmstädter Methode gegenübergestellt. Als Exponent wird bei der Darmstädter Methode der bereits aufgeführte Wert  $\alpha = 0,25$  verwendet. Wie nachfolgend noch erläutert wird, ist hierbei für den Anteil der aufwertbaren Verluste nicht der Akeret-Ansatz mit 50% verwendet worden, sondern ein Wert von  $V = 0,8$ . Es ist zum überwiegenden Teil eine erhebliche Verbesserung festzustellen.

$Re$	$l/R_z$	$Re_c$	$\eta_{\text{mess}}$	$\eta_{\text{Ack}}$	$\eta_{\text{neu}}$	+
$0,61 \cdot 10^6$ *	2778	$3,06 \cdot 10^6$	0,802	0,802	0,802	0%
$0,61 \cdot 10^6$	1316	$1,45 \cdot 10^6$	0,780	0,802	0,802	2,2%
$0,61 \cdot 10^6$	329	$0,36 \cdot 10^6$	0,767	0,802	0,780	2,2%
$1,08 \cdot 10^6$	2778	$3,06 \cdot 10^6$	0,825	0,813	0,823	1%
$1,08 \cdot 10^6$	1316	$1,45 \cdot 10^6$	0,810	0,813	0,823	-1%
$1,08 \cdot 10^6$	329	$0,36 \cdot 10^6$	0,767	0,813	0,780	3,3%
$1,51 \cdot 10^6$	2778	$3,06 \cdot 10^6$	0,835	0,819	0,834	1,6%
$1,51 \cdot 10^6$	1316	$1,45 \cdot 10^6$	0,815	0,819	0,833	-1,4%
$1,51 \cdot 10^6$	329	$0,36 \cdot 10^6$	0,767	0,819	0,780	3,8%
$4,32 \cdot 10^6$	8333	$9,17 \cdot 10^6$	0,870	0,834	0,864	2,9%
$4,32 \cdot 10^6$	2083	$2,29 \cdot 10^6$	0,856	0,834	0,847	1,3%
$4,32 \cdot 10^6$	1316	$1,45 \cdot 10^6$	0,835	0,834	0,833	-0,1%
$8,64 \cdot 10^6$	8333	$9,17 \cdot 10^6$	0,886	0,843	0,879	3,6%
$8,64 \cdot 10^6$	2083	$2,29 \cdot 10^6$	0,856	0,843	0,847	0,4%
$8,64 \cdot 10^6$	1316	$1,45 \cdot 10^6$	0,835	0,843	0,833	0,6%

**Tabelle 7.1:** Vergleich von gemessenen und berechneten Wirkungsgraden für konstante Durchflusszahl  $\varphi_{\text{opt}, Re=\min}$  bei  $\Delta\beta_s = 0^\circ$  – die letzte Spalte gibt die Verbesserung der Vorhersage mittels der Darmstädter Methode im Vergleich zur Akeret-Formel in Prozentpunkten wieder (\*=Referenzmessung)

Es gibt jedoch drei Fälle in denen die Akeret-Formel bessere Ergebnisse liefert als die Darmstädter Methode. Dies ist immer dann der Fall, wenn die Vorhersage nach Akeret dem tatsächlichen Messwert sehr nahe ist - da wie bereits mehrfach dargelegt die Aufwertung nach Akeret jedoch keine relative Rauheit berücksichtigt und zudem zumindest im hier untersuchten Fall von einem falschen Wert für den Exponenten  $\alpha$  ausgeht, müssen diese Punkte als zufällig angesehen werden. Insgesamt liegt die maximale Abweichung der Darmstädter Methode im Vergleich zu den Messwerten





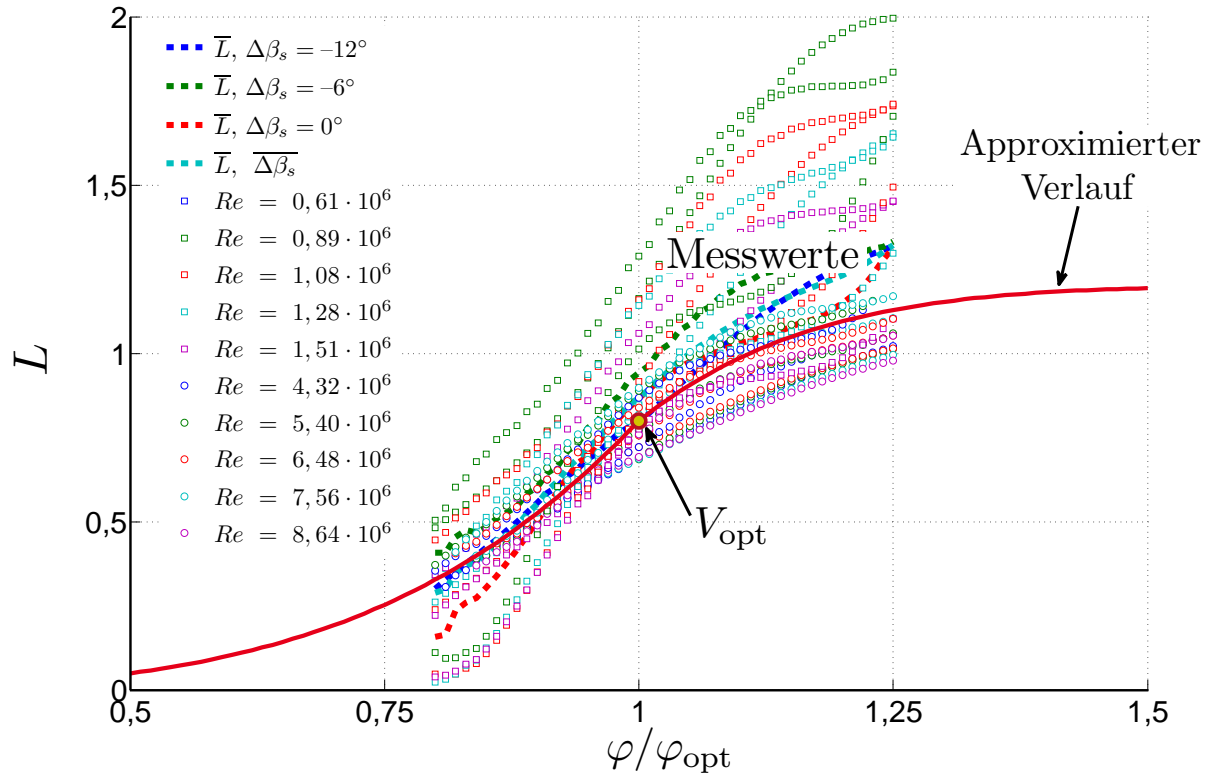
**Abbildung 7.4:** Vergleich von gemessenen und berechneten Wirkungsgraden für konstante Durchflusszahl  $\varphi_{\text{opt}, Re=\min}$  bei  $\Delta\beta_s = 0^\circ$ ,  $Ma = 0,11 \dots 0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche (vgl. Tab. 4.1)

unterhalb von 2%, während sich nach der Ackeret-Formel Abweichungen von bis zu 5,2% ergeben ( $Re = 1,51 \cdot 10^6$ ,  $l/R_z = 329$ ).

Die Tabelle zeigt, dass für große Werte von  $l/R_z$ , wie sie an Großausführungen in der Praxis zu-  
meist auftreten, die Ackeret-Formel die Wirkungsgrade deutlich unterschätzt. Dieser Umstand lässt  
den Schluss zu, dass die Hersteller großer axialer Turbomaschinen ihre Maschinen bisher „unter Wert“  
verkauft haben.

### 7.3 Anteil aufwertbarer Verluste

Wie bereits erwähnt, laufen viele Großventilatoren weitab ihres Optimums. Um eine Anwendung über  
den gesamten Betriebsbereich zu gewährleisten, ist eine weitere Anpassung der allgemeinen Glei-  
chung nötig. Diese berücksichtigt nur die aufwertbaren, also durch Reibung entstandenen Verluste.  
Da diese, wie in Abbildung 3.12 ersichtlich, stark abhängig vom Betriebspunkt sind, wird hierbei zu-  
nächst ein  $V_{\text{opt}}$  für  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1$  aus den Messungen bestimmt. Während Ackeret sein  $V_{\text{opt}}$  analytisch  
herleitet, wird im untersuchten Fall auf die Messergebnisse zurückgegriffen. Hierbei zeigt sich, dass  
der Wert mit  $V_{\text{opt}} = 0,8$  deutlich größer ist als von Ackeret prognostiziert. Ein solcher Wert macht  
unter Berücksichtigung der weiteren Strömungsverluste auch Sinn. Zwar müsste der absolute Anteil  
des Spaltverlusts, wie in Kapitel 2.3 dargelegt, kleiner als 10% ausfallen und der Wert von  $V_{\text{opt}}$  damit  
noch höher liegen, allerdings lassen sich die zusätzliche Verluste auf Inzidenzverluste bedingt durch



**Abbildung 7.5:** Verlauf des Lastfaktors  $L$  für verschiedene Betriebsbereiche  $\varphi/\varphi_{\text{opt}}$  bei unterschiedlichen Stafflungswinkeln und Reynolds-Zahlen, Bezugskurve ist dabei jeweils die Wirkungsgradkurve bei kleinster Reynolds-Zahl für den einzelnen Stafflungswinkel

Fehlanströmung zurückführen. Da das Leitrad nicht verwunden ist, ist auch für den Auslegungspunkt ein Inzidenzverlust zu erwarten, der jedoch in diesem Bereich sein Minimum besitzt.

Wie bereits dargelegt, ist die Kenntnis des Verlustanteils in anderen Bereichen als im Auslegungspunkt für eine Aufwertung nicht ausreichend, da bei steigender Reynolds-Zahl die Verschiebung des Optimums den Aufwerteeffekt zum Teil erheblich beeinflussen kann. Da eine genaue Aussage zur Verschiebung stark abhängig von der Geometrie ist, wird nachfolgend stets das Verhältnis des tatsächlichen Betriebspunkts  $\varphi$  zum Betriebspunkt mit maximalem Wirkungsgrad  $\varphi_{\text{opt}}$ , jeweils bezogen auf den betrachteten Stafflungswinkel, betrachtet. Zudem wird nachfolgend zwischen dem Anteil aufwertbarer Verluste zu nicht aufwertbaren Verlusten im Auslegungspunkt  $V_{\text{opt}}$  und dem Verhalten bei verschiedenen Betriebszuständen unterschieden. Da die Darmstädter Aufwertemethode für Betriebszustände bei Teil- und Überlast auch die Verschiebung des Optimums beinhaltet, wird der Lastfaktor  $L\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)$  eingeführt. Dieser berechnet sich nach:

$$L\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right) = \frac{\frac{1 - \eta\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)}{1 - \eta_{\text{ref}}\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)} - 1}{\left(\frac{Re}{Re_{\text{ref}}}\right)^{-0,25} - 1} \quad (7.4)$$

wobei für  $L\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} = 1\right) = V_{\text{opt}}$  gilt. Trägt man die Lastfaktoren für alle verwendeten Staffelungswinkel in Abhängigkeit von Betriebszustand  $\varphi/\varphi_{\text{opt}}$  und der Reynolds-Zahl auf, so ergibt sich ein Verlauf nach Abbildung 7.5. Hierbei sind die Lastfaktoren nach Gleichung 7.4 berechnet und beziehen sich dabei immer auf die Messwerte des Wirkungsgrads bei minimaler Reynolds-Zahl des jeweiligen Winkels. Dargestellt ist auch der Mittelwert des Lastfaktors  $\bar{L}$  für jeden einzelnen Winkel sowie der modellierte Verlauf. Dieser berechnet sich nach:

$$L\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right) = \begin{cases} \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} < 1, & L_{\text{opt}} \left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)^4 \\ \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} = 1, & L_{\text{opt}} \\ \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} > 1, & L_{\text{opt}} + 0,4 \left[1 - \left(2 - \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)^6\right] \end{cases} \quad (7.5)$$

Interessant ist der sehr ähnliche Verlauf der Kurven für die einzelnen Staffelungswinkel. Dies erlaubt die Angabe eines Lastfaktors, der als vom Staffelungswinkel unabhängig zu sehen ist. Es ist allerdings erkennbar, dass ein Teil der berechneten Werte zum Teil deutlich vom modellierten Verlauf abweicht. Dabei handelt es sich jedoch um die Werte, die sich für die kleinsten vermessenen Reynolds-Zahlen ergeben. Dies ist vermutlich auf den bereits angesprochenen Exponenten zurückzuführen und zeigt, dass der Wert für Reynolds-Zahlen  $Re < 1 \cdot 10^6$  noch größer als  $\alpha = 0,25$  sein müsste. Da der Bereich solch kleiner Reynolds-Zahlen jedoch unterhalb der in der Praxis auftretenden Reynolds-Zahlen liegt, wurden sie bei der Modellierung des Verlaufs von  $L$  nicht berücksichtigt.

## 7.4 Diskussion

Aufbauend auf den in dieser Arbeit durchgeführten Messungen wurde eine neue Methode (Darmstädter Methode) zur Aufwertung des Wirkungsgrads vorgestellt. Der bisher zur Beschreibung der Abhängigkeit der Reibungsverluste von der Reynolds-Zahl verwendete Wert des Exponenten von  $\alpha = 0,2$  erwies sich als zu gering. Die Messungen an beiden Modellen zeigten für alle Betriebspunkte bzw. Staffelungswinkel eine erheblich bessere Übereinstimmung mit  $\alpha = 0,25$ . Wie in den theoretischen Betrachtungen in Kapitel 2.4 gezeigt wurde, ergibt sich bei Überschreitung einer von der relativen Oberflächenrauheit abhängigen Grenze keine weitere Abnahme des Reibungsverlusts. Zur Berücksichtigung dieses Effekts wurde eine Grenz-Reynolds-Zahl eingeführt, die von der relativen Rauheit des Rotors abhängt. Um unterschiedliche Betriebspunkte zu berücksichtigen wurde in die Darmstädter Methode der Betriebspunkt in Form von  $\varphi/\varphi_{\text{opt}}$  mit einbezogen. Berücksichtigt wurde dabei erstmals auch die Verschiebung des Optimums zu höheren Durchflusszahlen. Die vollständige Berechnung des Aufwerteeffekts ergibt sich unter:

$$\eta\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right) = 1 - \left[1 - L\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)\right] \left[1 - \eta_m\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)\right] - L\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right) \left[1 - \eta_m\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)\right] \left(\frac{Re^*}{Re_m^*}\right)^{-0,25} \quad (7.6)$$

$$\begin{aligned}
Re^* &= \begin{cases} Re^* < Re_c, & Re^* \\ Re^* \geq Re_c, & Re_c \end{cases} \\
Re_m^* &= \begin{cases} Re_m^* < Re_c, & Re_m^* \\ Re_m^* \geq Re_c, & Re_c \end{cases} \\
\text{mit } Re_c &= 137,5 \cdot \frac{l}{R_z}
\end{aligned} \tag{7.7}$$

$$L\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right) = \begin{cases} \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} < 1, & L_{\text{opt}} \left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)^4 \\ \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} = 1, & L_{\text{opt}} \\ \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} > 1, & L_{\text{opt}} + 0,4 \left[1 - \left(2 - \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)^6\right] \end{cases} \tag{7.8}$$

Wie in Kapitel 6.3 gezeigt, wurde ist mit der Kenntnis der Wirkungsgradänderung auch eine Berechnung der Änderung in der Druckziffer möglich, da diese sich als das Verhältnis der Druckziffern von Modell zu GA folgendermaßen ausdrücken lässt:

$$\frac{\psi}{\psi_m} = \frac{\eta}{\eta_m} \rightarrow \psi = \frac{\eta}{\eta_m} \psi_m \tag{7.9}$$

Die Anwendung der Darmstädter Aufwertemethode auf die Messdaten findet sich in Anhang A. Hier wird ebenfalls ein Vergleich der Vorhersage mit der Akeret-Formel durchgeführt. Die allgemeine Vorgehensweise bei der Aufwertung wird exemplarisch an einem Beispiel in Anhang B durchgeführt.

---

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

---

In dieser Arbeit wurde die Herleitung und experimentelle Validierung einer neuen Methode (Darmstädter Methode) für Modell-Abnahmemessungen an Axialventilatoren vorgestellt. Sie ermöglicht die Aufwertung des Wirkungsgrads und der Druckziffer bei der Übertragung der gemessenen Werte von einer Modellmaschine auf eine Großausführung. Aufgrund der Verletzung der vollständigen Ähnlichkeit und den damit einhergehenden unterschiedlichen Reynolds-Zahlen für Modell und Großausführung sind die dimensionslosen Leistungsdaten bedingt durch Unterschiede in den Reibungsverlusten nicht identisch. Um dennoch eine möglichst genaue Vorhersage der Leistung der Großausführung durch Messungen an Modellen ableiten zu können, muss eine Korrektur in Form einer Wirkungsgradaufwertung vorgenommen werden. Die in der Praxis bei Axialventilatoren am meisten verbreitete Methode nach Ackeret berücksichtigt dabei den Quotienten der Reynolds-Zahlen, ohne jedoch die in der Regel ebenfalls auftretende Differenz der relativen Rauheiten mit zu berücksichtigen. Zudem ist die aktuelle Methode auf den Auslegungspunkt begrenzt. Ziel dieser Arbeit war daher nicht nur die Verbesserung der Vorhersagegenauigkeit, sondern die Erweiterung der Aufwertemethode für:

- den Fall unterschiedlicher relativer Rauheiten,
- die Anwendung bei variablen Betriebspunkten,
- die bisher noch nicht vorhandene Möglichkeit zur Vorhersage der Änderung der Druckziffer.

Anhand der in dieser Arbeit durchgeführten Messungen zeigte sich, dass die verbreiteten Methoden den Aufwerteeffekt bzw. die Wirkung der Reynolds-Zahl auf die Reibungsverluste unterschätzen. Im Gegenzug fand jedoch keine Berücksichtigung der relativen Rauheit statt, so dass eine Aufwertung theoretisch bis zu einem maximalen Wirkungsgrad von  $\eta = 1$  möglich ist, solange nur die Reynolds-Zahl-Änderung groß genug ist. Diese Umstände können sich im günstigen Fall so kompensieren, dass eine sehr gute Voraussage des Aufwerteeffekts erfolgt. Da jedoch keine Überprüfung der Vorhersage stattfindet (die Abnahmemessungen an den Großausführungen sind in der Regel nicht genau genug), kann die Güte der Vorhersage nicht überprüft werden. Wie gezeigt wurde, schwanken die Abweichungen von Vorhersage zu Messwert bei den hier durchgeführten Messungen von 0,1%...5,2%. Zur Erhöhung der Vorhersagegenauigkeit wurden drei Parameter angepasst bzw. neu eingeführt.

Zunächst wurde für die Darmstädter Methode der Exponent der Ackeret-Gleichung, welcher auf dem Gesetz für die turbulente Strömung an ebenen Platten beruht, unter Berücksichtigung der Messdaten auf  $\alpha = 0,25$  optimiert. Weiterhin wurde die funktionale Abhängigkeit der Reibungsverluste von der Reynolds-Zahl zur besseren Beschreibung in zwei Bereiche eingeteilt. Dabei kommt – im Gegensatz zur Ackeret-Formel – eine Grenz-Reynolds-Zahl zur Verwendung, oberhalb derer sich kein Aufwerteeffekt mehr ergibt. Diese Grenz-Reynolds-Zahl  $Re_c$  ist abhängig von den geometrischen Parametern Sehnenlänge der Laufradschaufeln im Mittelschnitt  $l$ , Rauheitshöhe des Rotors  $R_z$  sowie von der Anzahl der

---

Rotorschaukeln  $z$ . Dadurch ist es entsprechend den realen physikalischen Strömungsvorgängen nunmehr möglich trotz Vergrößerung des Längenmaßstabs einen geringeren Wirkungsgrad für die Großausführung vorherzusagen. Trotz dieser Begrenzung der Abhängigkeit ergeben sich unter Verwendung des neuen Werts für den Exponenten  $\alpha$  tendenziell höhere Wirkungsgrade als unter Verwendung der Ackeret-Formel.

Die neue Bestimmung des Anteils aufwertbarer Verluste für das Optimum ergab einen im Vergleich zu Ackeret-Formel höheren Anteil aufwertbarer Verluste am Gesamtverlust von  $V = 0,8$  statt  $0,5$ . Um auch andere Betriebsbereiche als den Auslegungspunkt aufwerten zu können, wurde ein Lastfaktor  $L$  eingeführt. Dieser ermöglicht in Abhängigkeit des Betriebspunkts in Form von  $\varphi/\varphi_{\text{opt}}$  eine Aufwertung auch für Teil- und Überlast.

Die Messungen zeigten, dass sich die Aufwertung des Wirkungsgrads vollständig auf eine höhere Druckziffer zurückführen lässt. Unter diesem Hintergrund wurde eine einfache Möglichkeit zur Übertragung des gesteigerten Wirkungsgrads auf die Erhöhung der Druckziffer vorgestellt.

Zusätzlich wurden Messungen mit drei verschiedenen relativen Spaltweiten  $s/d = 1\text{‰}$ ,  $3\text{‰}$  und  $5\text{‰}$  durchgeführt und gezeigt, dass eine Berücksichtigung des Spalteinflusses zu einer deutlich höheren Komplexität führen würde. In der Regel bereitet es jedoch keine Probleme am Modell den gleichen relativen Spalt wie bei der Großausführung herzustellen. Da ein primäres Ziel dieser Arbeit in einer einfachen Anwendbarkeit der Darmstädter Aufwertemethode lag und sich unter Einbeziehung der Spaltwirkung keine praktische Verbesserung erzielen lässt, wurde auf die Berücksichtigung verzichtet. Anhand der Messdaten konnte jedoch ein Einfluss der Spaltweite auf den maximalen Wirkungsgrad von ca. 2,5 Prozentpunkten pro Erhöhung des Spalts um ein Promille festgestellt werden. Dies deckt sich wie aufgezeigt mit den Ergebnissen aus der Literatur.

## Ausblick

Optimierungspotenzial besteht vor allem bei der Übertragung der vorgestellten Methode auf andere Geometrien als die hier betrachteten. Dies schließt neben dem Verlauf des Lastfaktors  $L$  auch seinen Wert für das Optimum ein. Die im Anhang aufgezeigten Untersuchungen an einem Axialventilatormodell mit einem Nabenverhältnis  $\nu = 0,625$  und einer variablen Schaufelzahl von  $z = 6$  bzw.  $12$  zeigen für den Wirkungsgrad bei Teillast und im Optimum eine sehr gute Übereinstimmung mit in dieser Arbeit vorgestellten Aufwertung. Bevor die Darmstädter Methode jedoch in Normen einfließen kann, muss die Ursache für die Abweichung des Lastfaktors bei Überlast eindeutig bestimmt werden und eine eindeutige Vorhersage des Lastfaktor-Verlaufs bei Überlast möglich sein.

---

## 9 Literaturverzeichnis

---

- [1] ANDERSON, H. H.: *Statistical Records of Pump and Water Turbine Efficiencies*. In: *Institution of Mechanical Engineers Conference, Paper C172/177*, 1977.
- [2] BETZ, A.: *Über die Vorgänge an den Schaufelenden von Kaplan-turbinen*. In: *Hydraulische Probleme*, S. 161, V.D.I.-Verlag, Berlin 1926.
- [3] BÖRGER, G.-G.: *Optimierung von Windkanaldüsen für den Unterschallbereich*. Dissertation Ruhr Universität Bochum, 1973.
- [4] BRAND, L.: *The pi theorem of dimensional analysis*. In: *Arch. Rational Mech. Anal.*, 1, 1957/58.
- [5] BRIDGMAN, P.: *Dimensional Analysis*. Yale University Press, Yale, CT 1920.
- [6] BUCKINGHAM, E.: *On physically similar systems; Illustration of the use of dimensional equations*. In: *hys. Rev.*, 4, S. 345-376, 1914.
- [7] DAVIS, H., KOTTAS, H., MOODY, A. M. G.: *The Influence of Reynolds Number on the Performance of Turbomachinery*. In: *Transactions of the ASME* 73, 1951.
- [8] DENTON, J. D.: *Loss mechanisms in Turbomachines*. In: *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, pp. 621-656, 1993.
- [9] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit. Deutsche Fassung EN ISO 4287:1998*, Norm 1998.
- [10] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG *Ermittlung der Rauheitsmessgrößen  $R_{\text{tief } a}$ ,  $R_{\text{tief } z}$ ,  $R_{\text{tief } max}$  mit elektrischen Tastschnittgeräten; Grundlagen. DIN 4768, Blatt 1*, Norm 1974.
- [11] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG *Ventilatoren; Leistungsmessung, Normkennlinien*. DIN 24163, Teil 1-3, Norm 1985.
- [12] ECK, B.: *Ventilatoren*. Springer, Berlin 2003.
- [13] FEDERATION OF EUROPEAN MANUFACTURERS OF ABRASIVE PRODUCTS: *FEPA-standard 42-2:2006: Grains of fused aluminium oxide, silicon carbide and other abrasive materials for bonded abrasives and for general industrial applications Microgrits F 230 to F 2000*, 2006.
- [14] FOCKEN, C. M.: *Dimensional Methods and their Applications*. Arnold, London 1953.
- [15] HESS, M.: *Entwicklung und Validierung eines neuen Verfahrens zur Aufwertung des Wirkungsgrads von Axialventilatoren im gesamten Betriebsbereich. Abschlussbericht AiF-Vorhaben Nr. L218*, 2009.

- 
- [16] HESS, M., PELZ, P. F.: *Comparison of Measurements on Axial Fans and Performance Prediction using Common Scale-Up Methods at Part- and Overload*. ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, Paper FEDSM2009-78200 2009.
- [17] HESS, M., PELZ, P. F.: *On Reliable Performance Prediction of Axial Turbomachines*. ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air, Paper GT2010-22290, 2010.
- [18] HESS, M.: *Validierung der Aufwertformel aus L218 für andere Werte von Nabenvhältnis und Schaufelzahl*. Abschlussbericht FLT-Eigenmittelvorhaben L231, 2010.
- [19] GÖRTLER, H.: *Dimensionsanalyse*. Springer, Berlin 1975.
- [20] GREIN, H.: *Einige Bemerkungen über die Oberflächenrauheit der benetzten Komponenten hydraulischer Großmaschinen*. In: Escher Wyss Mitteilungen 1975/1, 1975.
- [21] HOWDEN: *Vergleich von vier Modellmessungen mit Abnahmemessungen an Großausführungen*. Unveröffentlichte Korrespondenz, 2010.
- [22] HUTTON, S. P.: *Component Losses in Kaplan Turbines and the Prediction of Efficiency from Model Tests*. In: Proc. Inst. Mech. Eng. 168, 1954.
- [23] IDA, T.: *Analysis of Scale Effects on Centrifugal Pumps*. In: Science Reports of the Research Institute for Engineering, Kanagawa University, Kanagawa, Japan, August 1979.
- [24] INTERNATIONAL ENGINEERING CONSORTIUM (IEC): *International Code for Model Acceptance Test of Hydraulic Turbines*. IEC Publication 193, 1965.
- [25] INTERNATIONAL ENGINEERING CONSORTIUM (IEC): *International Code for Model Acceptance Test of Storage Pumps*. IEC Publication 497, 1976.
- [26] KLINE, S. J., MCCLINTOCK, F. A.: *Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments*. In: ASME Journal of Engineering and Power, ASME Paper No. 67-WA/FE-6 1968.
- [27] KITTREDGE, C. P.: *Estimating the efficiency of prototype pumps from model tests*. In: Mechanical Engineering Vol. 75, pp. 3-8, 1953.
- [28] LANGHAAR, H. L.: *Dimensional Analysis and Theory of Models*. Wiley, New York 1964.
- [29] LERMOOSER TUNNEL, Land Tirol:  
<http://www.tirol.gv.at/themen/verkehr/bauvorhaben/lermooser-tunnel>. 24.04.2010.
- [30] GERKE, S., GIKADI, T.: *Untersuchungen zur Wirkungsgradaufwertung in Abhängigkeit von der Oberflächenrauigkeit und der Spaltweite der Ventilatoreinlaufdüse*. Unveröffentlichter Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben FLT Nr. 210 (FLT), 2006.
- [31] MARCINOWSKI, H.: *Der Einfluß des Laufradspaltes bei leitradlosen frei ausblasenden Axialventilatoren*. In: Voith-Forschung u. Konstruktion 1958.
- [32] MÜHLEMANN, E.: *Zur Aufwertung des Wirkungsgrades von Überdruck-Wasserturbinen*. In: Schweizerische Bauzeitung 66. Jahrg. 1948.



- 
- [33] MOODY, L. F.: *Friction Factors for Pipe Flow*. In: *Trans. ASME* 671 1944.
- [34] MOODY, L. F.: *The propeller type turbine*. In: *ASCE Trans.* 1926.
- [35] NICKELS, H.: *Über den Spalteinfluss bei unvollständigen Gittern axialer Turbomaschinen*. Studienarbeit, TU Darmstadt 2009.
- [36] OSTERWALDER, J., HIPPE, L.: *Betrachtungen zur Aufwertung von Serienpumpen*. In: *VDI-Berichte Nr. 424* 1981.
- [37] OSTERWALDER, J.: *Model Testing for Kaplan-Turbine Design, Including Studies on Efficiency Scale Effects*. In: *Water Power*, Vol. 19 1967.
- [38] PANTELL, K.: *Aufwertungsformeln für Turbomaschinen*. In: *VDI*, Bd. 95, Nr. 4, S. 97-100 1953.
- [39] PELZ, P. F., HESS, M.: *Scaling Friction and Inertia Losses for the Performance Prediction of Turbomachines*. In: *13th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-13)*, Paper No.: 122, 2010.
- [40] PELZ, P. F.: *Entwicklung und Validierung eines neuen Verfahrens zur Aufwertung des Wirkungsgrades von Axialventilatoren im gesamten Betriebsbereich*. Unveröffentlichte Präsentation zur FLT Mitgliederversammlung, Mai 2007.
- [41] PELZ, P. F., HESS, M., KARSTADT, S., MATYSCHOK, B.: *Scaling Friction and Intertia Losses*. Präsentation ISROMAC13, Honolulu, Mai 2010.
- [42] PFLEIDERER, C.: *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*. Springer, Berlin 1955.
- [43] PFLEIDERER, C.: *Strömungsmaschinen*. Springer, Berlin 2005.
- [44] RAYLEIGH, J. W. R.: *The Theory of Sound*. Dover Publ Inc, 1945.
- [45] RÖSENER, J., KOSYNA, G.: *Aufwertung an Ventilatoren*. Unveröffentlichter Abschlussbericht zu Voruntersuchungen zum Forschungsvorhaben, Forschungsvereinigung Luft- und Trocknungstechnik (FLT) 1992.
- [46] ROTZOLL, R.: *Untersuchungen an einer langsamläufigen Kreiselpumpe bei verschiedenen Reynoldszahlen. Konstruktion im Maschinen- Apparate- und Gerätebau*. In: *Konstruktion im Maschinen- Apparate- und Gerätebau*, 10. Jahrg., Heft 4. 1958.
- [47] SALAMI, L. A.: *Procedure For Optaining The Performance Of A Kaplan Turbine From A Detailed Model Test Result*. In: *Proc. Inst. Mech. Eng.* Vol. 184 1970.
- [48] SCHLICHTING, H., GERSTEN, H.: *Grenzschichttheorie*. Springer, Berlin 2006.
- [49] SCHOLZ, N.: *Aerodynamik der Schaufelgitter*. G. Braun, Karlsruhe 1965.
- [50] SIGLOCH, H.: *Technische Fluidmechanik*. Springer, Berlin 2005.
- [51] SPURK, J. H.: *Strömungslehre*. Springer, Berlin 1996.

- 
- [52] SPURK, J. H.: *Dimensionsanalyse in der Strömungslehre*. Springer, Berlin 1992.
- [53] STAUFER, F.: *Einflüsse auf den Wirkungsgrad von Wasserturbinen*. In: Z. VDI, 1925.
- [54] STOFFEL, B.: *Versuche an Kreiselpumpen bei unterschiedlichen Flüssigkeitseigenschaften*. Haus der Technik, Seminar S-3-823-05-0, 27./28.10 1980.
- [55] STOFFEL, B.: *Turbomaschinen - Skriptum zu der gleichnamigen Vorlesung*. Technische Universität Darmstadt, 2005/2006.
- [56] STORER, J. A., CUMPSTY, N.A.: *An Approximate Analysis and Prediction Method for Tip Clearance Loss in Axial Compressors*. In: Trans. ASME Vol 116, 1994.
- [57] TLT-TURBO GMBH:  
<http://tlt.de/galerie/index.php?Sprache=Deutsch&Basisverzeichnis=../bilder/04%20Windkanal%20und%20Pruefstaende>.  
24.04.2010.
- [58] TAYLOR, E. S.: *Dimensional Analysis for Engineers*. Clarendon Press, Oxford 1974.
- [59] VDI GESELLSCHAFT ENERGIETECHNIK, AUSSCHUSS VENTILATOREN: *Abnahme- und Leistungsversuche an Ventilatoren (VDI-Ventilatorregeln)*. VDI Verein Deutscher Ingenieure, Beuth Verlag GmbH Berlin, November 2002.
- [60] WÖHRL, B.: *Analyse der hydraulischen Verluste in einer Radialverdichterstufe und Abschätzung des Reynoldszahleinflusses auf die Wirkungsgradkennlinien*. Dissertation, Stuttgart 1980.

---

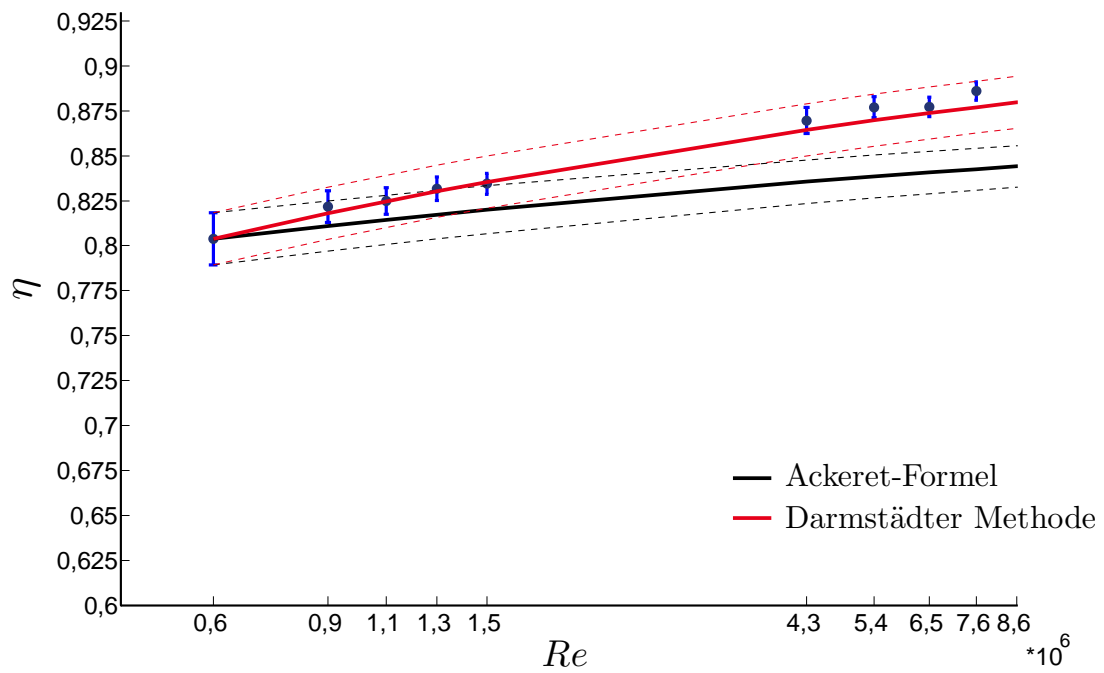
## A Anwendungsergebnisse der Darmstädter Methode

---

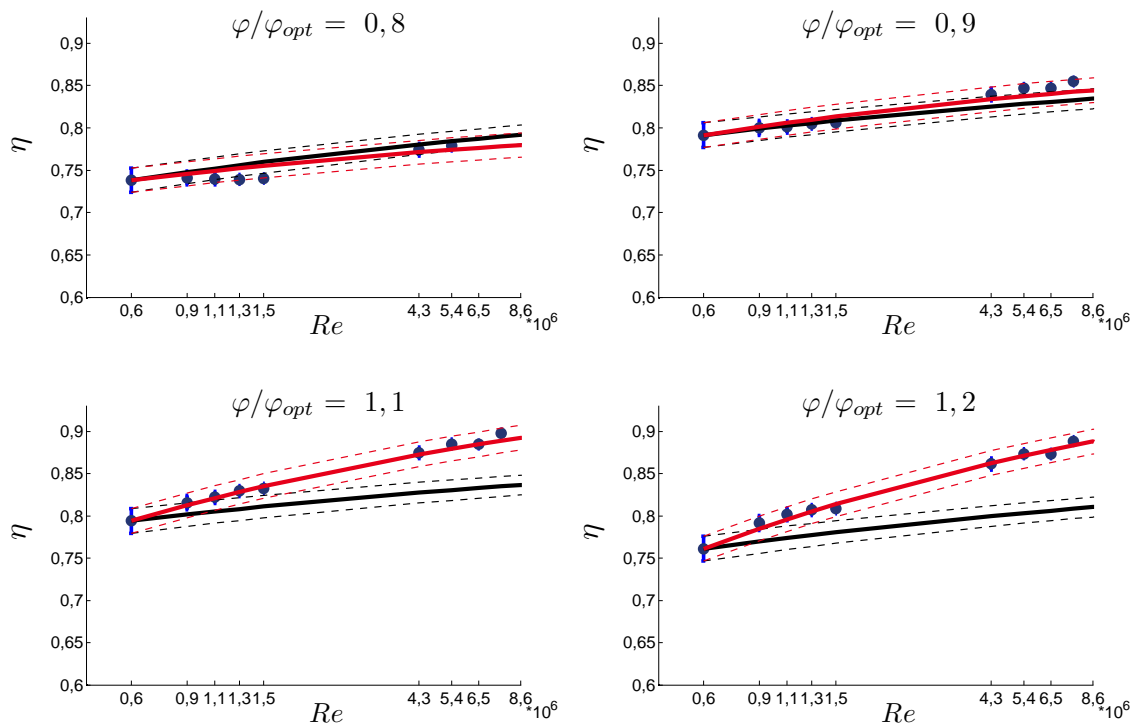
Nachfolgend wird die Darmstädter Methode aus Kapitel 7 auf die Messergebnisse angewendet. Dabei werden neben dem Optimum für die drei betrachteten Staffelungswinkel  $\Delta\beta_s = 0^\circ$ ,  $-6^\circ$  und  $-12^\circ$  jeweils auch die vier unterschiedlichen Lastzustände  $\varphi/\varphi_{opt} = 0,8$  und  $0,9$  sowie  $1,1$  und  $1,2$  gezeigt. Alle Messdaten beziehen sich auf die gestrahlte Schaufeloberfläche, bei der noch kein Rauheitseinfluss nachweisbar ist.

Aufgetragen sind die Messdaten sowie die Vorhersage des Wirkungsgrads mittels Akeret-Formel und der Darmstädter Methode. Da sich der tatsächliche Wert des Wirkungsgrads im Bereich des Vertrauensintervalls befinden muss, wurde die Vorhersage zudem für die Grenzen des Intervalls bei der kleinsten Reynolds-Zahl durchgeführt. Da nicht für alle Lastbereiche die Messung über den vollständigen Reynolds-Zahl-Bereich möglich war, sind im Teillastbereich keine Messwerte der MA in den Abbildungen enthalten.

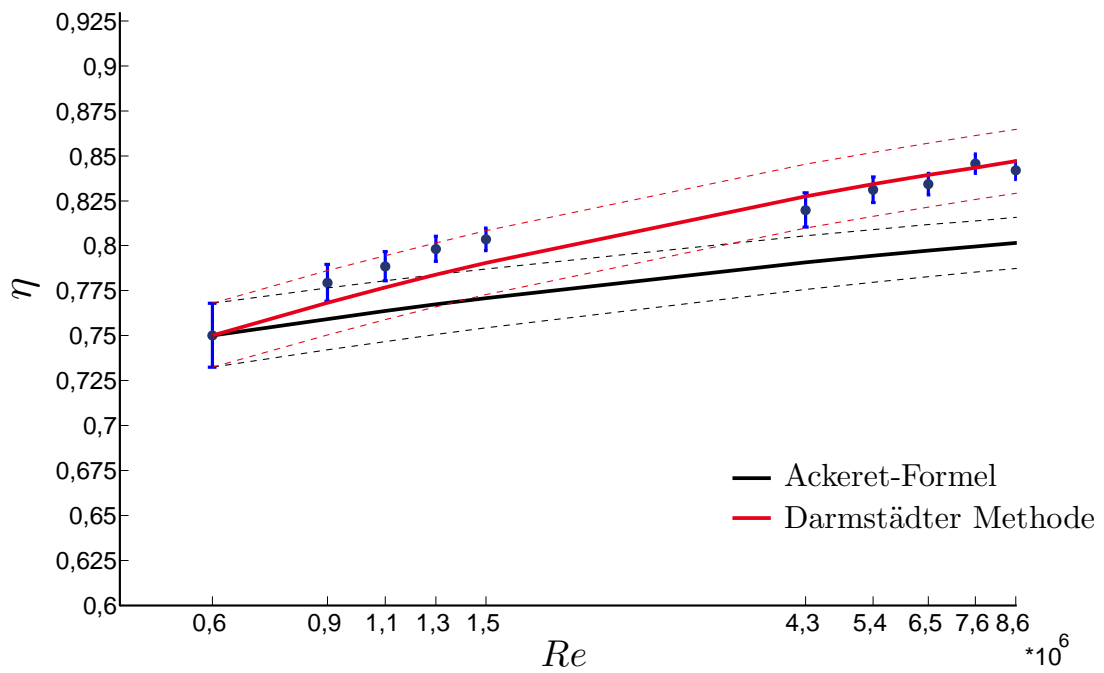
Alle gemessenen Wirkungsgrade liegen mit sehr guter Genauigkeit im Vertrauensintervall der Darmstädter Methode, wohingegen die Akeret-Formel die Wirkungsgradaufwertung meist deutlich unterschätzt. Ausnahme bildet der Teillastbereich, in dem der Lastfaktor sehr kleine Werte annimmt. Hier liegt die Vorhersage nach der Darmstädter Methode genau wie die Messungen unterhalb der Vorhersage nach Akeret.



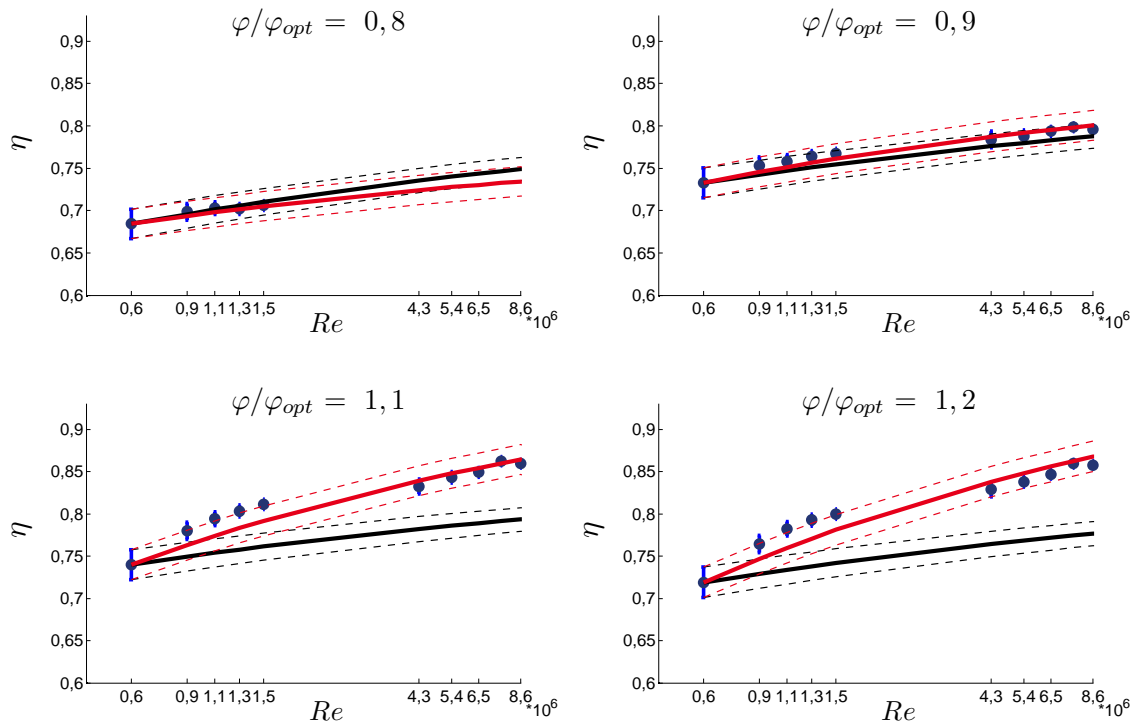
**Abbildung A.1:** Anwendung der Darmstädter Aufwertemethode und Vergleich mit der Ackeret-Formel im Optimum für  $\Delta\beta_s = 0^\circ$ ,  $s/d = 1\text{‰}$ ,  $Ma = 0,11\dots 0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche (vgl. Tab. 4.1)



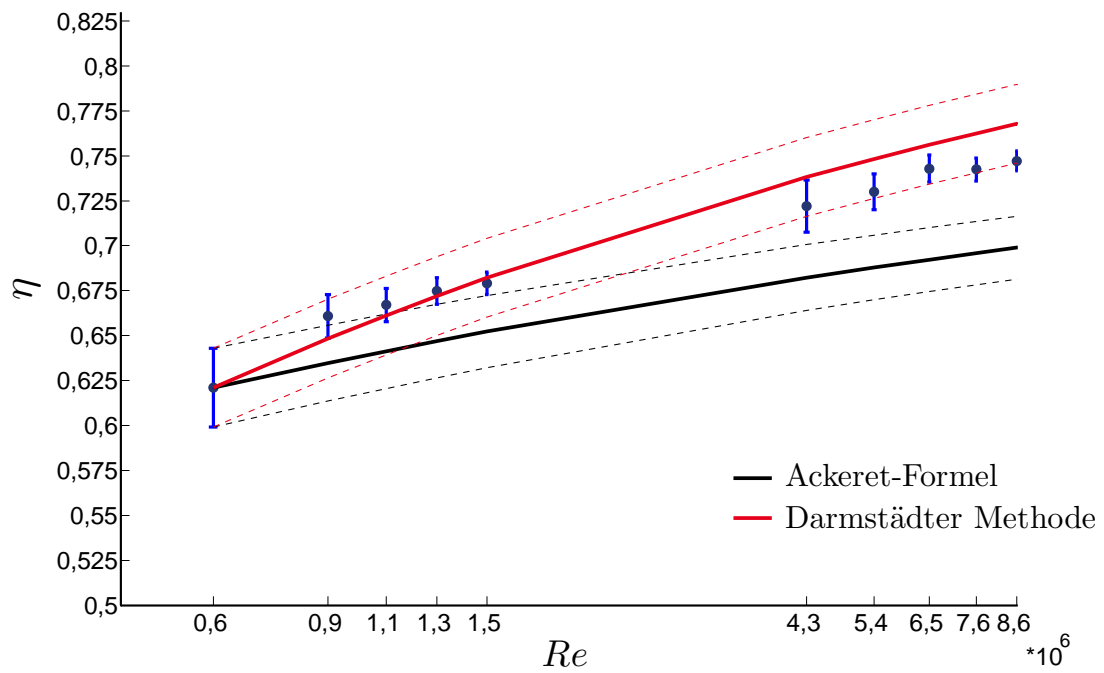
**Abbildung A.2:** Anwendung der Darmstädter Aufwertemethode und Vergleich mit der Ackeret-Formel bei Teil- und Überlast für  $\Delta\beta_s = 0^\circ$ ,  $s/d = 1\text{‰}$ ,  $Ma = 0,11\dots 0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche (vgl. Tab. 4.1)



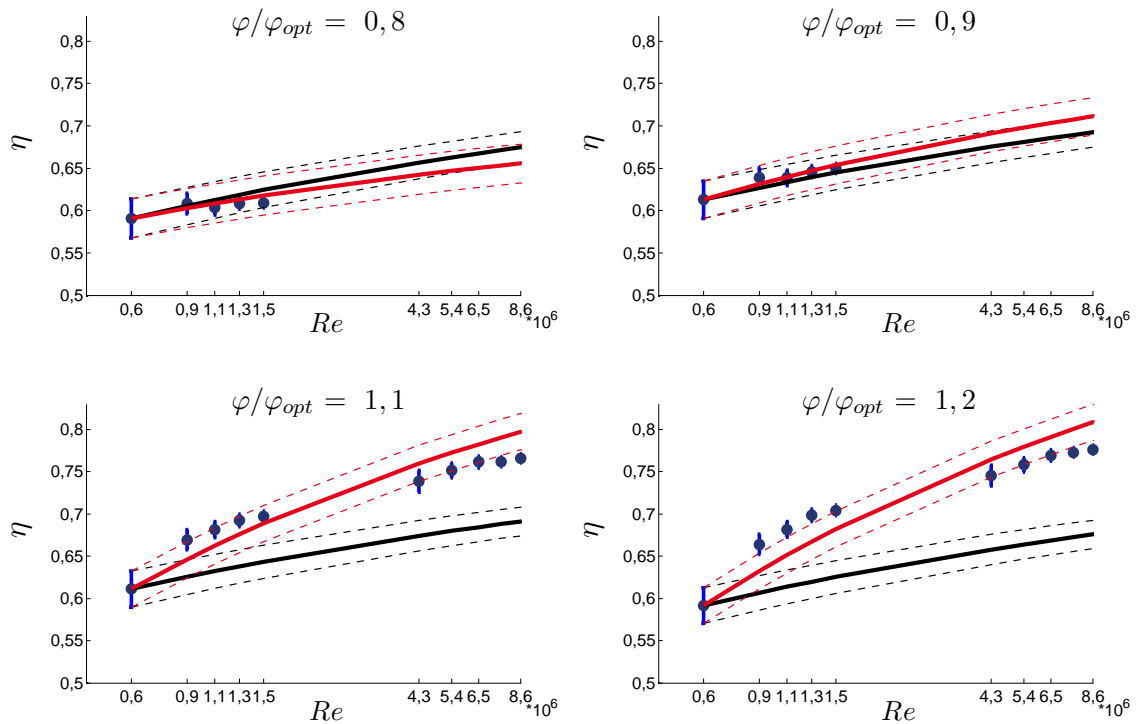
**Abbildung A.3:** Anwendung der Darmstädter Aufwertemethode und Vergleich mit der Ackert-Formel im Optimum für  $\Delta\beta_s = -6^\circ$ ,  $s/d = 1\%$ ,  $Ma = 0,11...0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche (vgl. Tab. 4.1)



**Abbildung A.4:** Anwendung der Darmstädter Aufwertemethode und Vergleich mit der Ackert-Formel bei Teil- und Überlast für  $\Delta\beta_s = -6^\circ$ ,  $s/d = 1\%$ ,  $Ma = 0,11...0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche (vgl. Tab. 4.1)



**Abbildung A.5:** Anwendung der Darmstädter Aufwertemethode und Vergleich mit der Ackeret-Formel im Optimum für  $\Delta\beta_s = -12^\circ$ ,  $s/d = 1\text{‰}$ ,  $Ma = 0,11\dots 0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche (vgl. Tab. 4.1)



**Abbildung A.6:** Anwendung der Darmstädter Aufwertemethode und Vergleich mit der Ackeret-Formel bei Teil- und Überlast für  $\Delta\beta_s = -12^\circ$ ,  $s/d = 1\text{‰}$ ,  $Ma = 0,11\dots 0,38$  und gestrahlte Schaufeloberfläche (vgl. Tab. 4.1)

## B Berechnungsbeispiel

Nachfolgend wird anhand eines Beispiels der Ablauf einer Aufwertung gezeigt. Grundlage bilden dabei die Gleichungen 7.6 bis 7.8 für den Wirkungsgrad bzw. Gleichung 7.9.

Die einzelnen Berechnungsschritte werden nacheinander durchgeführt. Dabei wird vor jeder Berechnung nochmals die allgemeine Form für die Berechnung des Parameters aufgezeigt. Vor jeder Aufwertung müssen die interessierenden Reynolds-Zahlen, die Sehnenlängen und die Rauheiten des Rotors von Modell und Großausführung bekannt sein. Zudem müssen zu jedem aufzuwertenden Wirkungsgrad der Lastpunkt als Verhältnis von  $\varphi/\varphi_{\text{opt}}$  (immer bezogen auf die Modellmaschine) gegeben sein. Tabelle B.1 zeigt die benötigten Daten für Modellmaschine und Großausführung. Die aufgeführten Werte sind gänzlich unabhängig von den Messdaten und zufällig gewählt.

Größe	Formelzeichen	Wert beim Modell	Wert bei der GA
Reynolds-Zahl	$Re$	$3 \cdot 10^6$	$27 \cdot 10^6$
Sehnenlänge	$l$	0,1	0,9
Rauheitshöhe	$R_z$	$15 \mu\text{m}$	$50 \mu\text{m}$
Wirkungsgrad im Optimum	$\eta (\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1) = \eta_{\text{opt}}$	0,8	
Wirkungsgrad bei Teillast	$\eta (\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,85)$	0,7	
Wirkungsgrad bei Überlast	$\eta (\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,1)$	0,76	
Druckziffer im Optimum	$\psi (\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1)$	0,21	
Druckziffer bei Teillast	$\psi (\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 0,85)$	0,225	
Druckziffer bei Überlast	$\psi (\varphi/\varphi_{\text{opt}} = 1,1)$	0,19	

**Tabelle B.1:** Daten der Modellmaschine und der Großausführung

### Bestimmung der Grenz-Reynolds-Zahl

Zunächst muss überprüft werden, ob die Reynolds-Zahlen von Modell bzw. GA die Grenz-Reynolds-Zahl übersteigen:

$$Re_c = 137,5 \cdot \frac{l}{R_z}, \quad (\text{B.1})$$

$$Re_{c,m} = 137,5 \cdot 8 \cdot \frac{0,1}{15 \cdot 10^{-6}} = 7,3 \cdot 10^6 \quad (\text{B.2})$$

$$Re_{c,GA} = 137,5 \cdot 8 \cdot \frac{0,9}{50 \cdot 10^{-6}} = 19,8 \cdot 10^6 \quad (B.3)$$

**Bestimmung des Lastfaktors** Da für die GA die Grenz-Reynolds-Zahl überschritten wurde, muss statt des tatsächlichen Werts nachfolgend die Grenz-Reynolds-Zahl verwendet werden. Für den Fall eines Überschreitens der Grenz-Reynolds-Zahl für die Modellmaschine müsste auch dort die berechnete Grenz-Reynolds-Zahl eingesetzt werden.

$$L\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right) = \begin{cases} \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} < 1, & L_{\text{opt}} \left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)^4 \\ \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} = 1, & L_{\text{opt}} \\ \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} > 1, & L_{\text{opt}} + 0,4 \left[1 - \left(2 - \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)^6\right] \end{cases} \quad (B.4)$$

$$L\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} = 1\right) = 0,8 \quad (B.5)$$

$$L\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} = 0,85\right) = L_{\text{opt}} \left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)^4 = 0,8 \cdot 0,85^4 = 0,418 \quad (B.6)$$

$$L\left(\frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} = 1,1\right) = L_{\text{opt}} + 0,4 \left[1 - \left(2 - \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}}\right)^6\right] = 0,8 + 0,4 \left[1 - (2 - 1,1)^6\right] = 0,987 \quad (B.7)$$

### Durchführung der Aufwertung

Da nun die benötigten Parameter feststehen, kann die Aufwerteformel angewendet werden. Hierbei ist es, wie bereits erwähnt, erforderlich für die Reynolds-Zahl der GA die Grenz-Reynolds-Zahl einzusetzen. Für den ersten Betriebspunkt (Optimum) gilt mit den eingesetzten Werten:

$$\frac{1 - \eta}{1 - 0,8} = 1 - 0,8 \left[1 - \left(\frac{19,8 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6}\right)^{-0,25}\right] \rightarrow \eta = 0,86 \quad (B.8)$$

$$\frac{\eta}{\eta_m} = \frac{\psi}{\psi_m} = \frac{0,86}{0,8} \rightarrow \psi = \frac{0,86}{0,8} 0,21 = 0,226 \quad (B.9)$$

Für den zweiten Betriebspunkt bei Teillast ergibt sich:

$$\frac{1 - \eta}{1 - 0,7} = 1 - 0,418 \left[1 - \left(\frac{19,8 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6}\right)^{-0,25}\right] \rightarrow \eta = 0,75 \quad (B.10)$$

$$\frac{\eta}{\eta_m} = \frac{\psi}{\psi_m} = \frac{0,75}{0,7} \rightarrow \psi = \frac{0,75}{0,7} 0,225 = 0,241 \quad (B.11)$$

Der letzte Betriebspunkt im Überlastbereich erreicht folgende Werte von Wirkungsgrad bzw. Druckziffer:



$$\frac{1-\eta}{1-0,76} = 1 - 0,987 \left[ 1 - \left( \frac{19,8 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} \right)^{-0,25} \right] \rightarrow \eta = 0,85 \quad (\text{B.12})$$

$$\frac{\eta}{\eta_m} = \frac{\psi}{\psi_m} = \frac{0,85}{0,76} \rightarrow \frac{0,85}{0,76} 0,19 = 0,213 \quad (\text{B.13})$$

### Aufwertung unter zusätzlicher Berücksichtigung der Geometrie

Soll eine andere Geometrie untersucht werden, so besteht die Möglichkeit über die Berechnung der minimalen Verluste in Kapitel C den Wert für  $L_{\text{opt}}$  entsprechend anzupassen. Das  $L_{\text{opt}}$  ergibt sich zu:

$$L_{\text{opt}} = \frac{\delta \psi_{v,\text{th}}}{\psi (1/\eta - 1)} \quad (\text{B.14})$$

wobei für den Faktor  $\delta$  auf Basis von Tabelle C.2 und der Reynolds-Zahl des Modells ein Wert von 8 zu verwenden ist. Die Berechnung des Wirkungsgrads mit dem angepassten  $L_{\text{opt}}$  erfolgt analog zu der obigen Vorgehensweise. Es ist lediglich bei der Berechnung des Lastfaktors statt des Wertes von  $L_{\text{opt}} = 0,8$  der neue Wert nach Gleichung C.1 zu verwenden.

## C Adaption der Methode auf variable Geometrie

Die Werte von  $V$  bzw.  $L_{\text{opt}}$  in der vorgestellten Aufwertemethode gelten zunächst nur für die dieser Arbeit zugrunde liegende Geometrie. Eine Erweiterung auf alternative Geometrien (geänderte Schaufelzahl, variables Nabenverhältnis, etc.) ist wünschenswert und wird wie bereits beschrieben in einem Folgeprojekt untersucht. Nachfolgend wird daher ein Modell vorgestellt, das auf Basis grundlegender Vereinfachungen der Geometrie und unter Verwendung des Reibungsmodells für vollturbulente Strömungen an ebene Platten eine Berechnung der Reibungsverluste ermöglicht. Das Modell geht zurück auf eine private Mitteilung von Prof. B. Stoffel, dem ehemaligen Leiter des Fachgebiets für Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik der TU Darmstadt. Ziel ist dabei den Wert für  $L_{\text{opt}}$  auf beliebige andere Geometrien zu übertragen. Den Ansatz bildet die Beziehung:

$$L_{\text{opt}} = L \left( \frac{\varphi}{\varphi_{\text{opt}}} = 1 \right) = \frac{\delta \psi_{v,\text{th}}}{\psi_v} = \frac{\delta \psi_{v,\text{th}}}{\psi_{\text{ideal}} - \psi} = \frac{\delta \psi_{v,\text{th}}}{\psi (1/\eta - 1)}. \quad (\text{C.1})$$

Hierbei steht der Parameter  $\psi_{v,\text{th}}$  für die theoretischen, minimalen Reibungsverluste. In die Bestimmung der theoretischen Verluste fließen die in Tabelle C.1 aufgeführten Geometrieparameter ein.

Da die berechneten Reibungsverluste aufgrund der Vereinfachungen einen minimalen Wert darstellen, wird in Gleichung C.1 ein Faktor  $\delta$  eingeführt. Dieser beschreibt das Verhältnis von tatsächlich gemessenen zu berechneten Reibungsverlusten. Abbildung C.1 zeigt die Parameter innerhalb der Ventilatorstufe. Alle Maße beziehen sich dabei immer auf den Mittelschnitt.

Geometrischer Parameter	Formelzeichen	Aktueller Wert (MA/KA)
Staffelungswinkel im Mittelschnitt - Laufrad	$\beta_{\text{sM,La}}$	28,5°
Staffelungswinkel im Mittelschnitt - Leitrad	$\beta_{\text{sM,Le}}$	80°
Nabenverhältnis	$\nu$	0,5
Schaufelzahl - Laufrad	$z_{\text{La}}$	8
Schaufelzahl - Leitrad	$z_{\text{Le}}$	7
Teilung im Mittelschnitt - Laufrad	$t_{\text{La,M}}$	0,295 / 0,074 m
Teilung im Mittelschnitt - Leitrad	$t_{\text{Le,M}}$	0,337 / 0,084 m
Sehnenlänge im Mittelschnitt - Laufrad	$l_{\text{La,M}}$	0,100 / 0,025 m
Sehnenlänge im Mittelschnitt - Leitrad	$l_{\text{Le,M}}$	0,333 / 0,083 m

**Tabelle C.1:** Berücksichtigte Geometrieparameter

Da das Verlustmodell der ebenen Platte zugrunde liegt, müssen alle Geschwindigkeiten auf das Plattenmodell umgerechnet werden. Im Bereich des Rotors muss daher die Relativgeschwindigkeit Verwendung finden, während im Leitrad die Absolutgeschwindigkeit verwendet werden muss. Eine Berechnung der auf die Platte bezogenen Geschwindigkeiten kann nach folgenden Beziehungen aus dem

Geschwindigkeitsdreieck entwickelt werden (Abb. C.1).

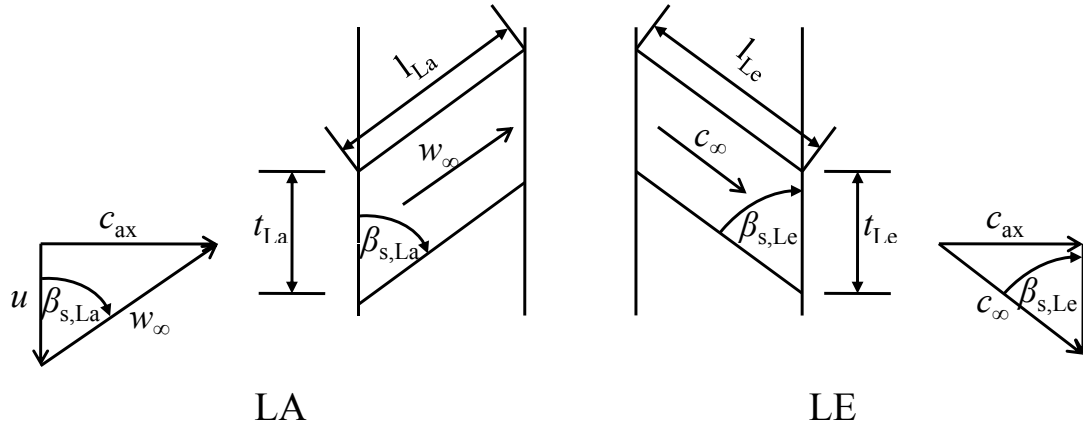


Abbildung C.1: Geometrie in der Stufe

$$w_{\text{ref,La}} = w_{\infty} = \frac{c_{\text{ax}}}{\sin \beta_{\text{sM,La}}} = \frac{1}{\sin \beta_{\text{sM,La}}} \frac{c_{\text{ax}}}{u_{\text{a}}} \quad (\text{C.2})$$

$$c_{\text{ax}} = \frac{\dot{V}}{\pi/4 (d^2 - d_i^2)} = \frac{\dot{V}}{\pi/4 d^2 (1 - \nu^2)} = \frac{\varphi}{1 - \nu^2} u_{\text{a}} \quad (\text{C.3})$$

$$w_{\text{ref,La}} = \frac{1}{\sin \beta_{\text{sM,La}}} \frac{\varphi}{1 - \nu^2} u_{\text{a}} \quad (\text{C.4})$$

$$w_{\text{ref,Le}} = c_{\infty} = \frac{c_{\text{ax}}}{\sin \beta_{\text{sM,Le}}} = \frac{1}{\sin \beta_{\text{sM,Le}}} \frac{\varphi}{1 - \nu^2} u_{\text{a}} \quad (\text{C.5})$$

Der dimensionslose Wandreibungsverlust ergibt sich zu

$$\psi_{\text{v,reib}} = \frac{\Delta p_{\text{tot,v,reib}}}{\rho/2 u_{\text{a}}^2}. \quad (\text{C.6})$$

Der Wandreibungsverlust  $\Delta p_{\text{tot,v,reib}}$  errechnet sich aus der Wandreibungskraft  $F_{\text{w}}$  und der Fläche  $A$  senkrecht zur Referenzgeschwindigkeit  $w_{\text{ref}}$  zu

$$\Delta p_{\text{tot,v,reib}} = \frac{F_{\text{w}}}{A}. \quad (\text{C.7})$$

Mit dem Massenstrom

$$\dot{m} = A \rho w_{\text{ref}} \quad \text{bzw.} \quad A = \frac{\dot{m}}{\rho w_{\text{ref}}}, \quad (\text{C.8})$$

ergibt sich der dimensionslose Wandreibungsverlust zu:

$$\psi_{\text{v,reib}} = \frac{F_{\text{w}} w_{\text{ref}}}{\dot{m} u_{\text{a}}^2/2}. \quad (\text{C.9})$$

Die Widerstandskraft  $F_w$  kann aus der umströmten Oberfläche und der Wandschubspannung berechnet werden:

$$F_w = A_{\text{ges}} \tau_w = A_{\text{ges}} \lambda \frac{\rho}{2} w_{\text{ref}}^2 \quad \text{mit } \lambda = c_f (Re, k/l). \quad (\text{C.10})$$

Die Summe der umströmten Flächen der Schaufeln ergibt sich aus:

$$A_{\text{ges}} = 2 z l h. \quad (\text{C.11})$$

Hierbei geht die Schaufelzahl  $z$ , die Sehnenlänge  $l$  und die Schaufelhöhe  $h$  doppelt ein, da jeweils Druck- und Saugseite der Schaufeln umströmt werden. Eine einfache Umformung von  $l$  und  $h$  führt zu:

$$l = \frac{l}{t} t = \frac{l}{t} \frac{\pi d_m}{z} = \pi \frac{1+\nu}{2} d \frac{1}{z (t/l)}, \quad (\text{C.12})$$

$$h = \frac{1}{2} (d - d_i) = \frac{1}{2} d (1 - \nu). \quad (\text{C.13})$$

Setzt man Gleichung C.12 und C.13 in Gleichung C.11 ein, so ergibt sich für die Fläche:

$$A_{\text{ges}} = \frac{(1+\nu)(1-\nu)}{t/l} \frac{\pi}{2} d^2 = \frac{2(1-\nu^2)}{t/l} \frac{\pi}{4} d^2. \quad (\text{C.14})$$

Formt man nun den Massenstrom in Gleichung C.9 entsprechend

$$\dot{m} = \rho c_{\text{ax}} A = \rho c_{\text{ax}} \frac{\pi}{4} d^2 (1 - \nu^2) \quad (\text{C.15})$$

um und setzt ihn zusammen mit Gleichung C.10 und C.14 in Gleichung C.9 ein, ergibt sich der dimensionslose, minimale Reibungsverlust zu

$$\psi_{v,\text{th}} = \frac{2}{t/l \sin \beta_s} c_f \left( \frac{w_{\text{ref}}}{u_a} \right)^2. \quad (\text{C.16})$$

Der Widerstandsbeiwert der ebenen Platte  $c_f$  ergibt sich aus dem Ansatz für vollturbulente Strömungen (vgl. [49]) zu:

$$c_f = 0,074 Re_1^{-0,2}. \quad (\text{C.17})$$

Im dargestellten Modell ist  $Re_1$  definiert als

$$Re_1 = \frac{l w_{\text{ref}}}{\nu}, \quad (\text{C.18})$$

womit eine Übertragung auf die in dieser Arbeit verwendete Umfangs-Reynolds-Zahl notwendig wird. Setzt man für  $l$  Gleichung C.12 ein und erweitert mit der Umfangsgeschwindigkeit, so ergibt sich

$$Re_1 = \pi \frac{1+\nu}{2} \frac{1}{z (t/l)} \frac{w_{\text{ref}}}{u_a} \frac{d u_a}{\nu}, \quad (\text{C.19})$$

wobei der letzte Bruch in der Gleichung der Umfangs-Reynolds-Zahl entspricht. Setzt man hierbei die Referenzgeschwindigkeit aus Gleichung C.4 und C.5 ein, so folgt:

$$Re_1 = \frac{\pi/2}{(t/l)_{La/Le} z_{La/Le} \sin\beta_{La/Le} (1-\nu)} \varphi Re. \quad (C.20)$$

Setzt man nun Gleichung C.20 in Gleichung C.17 erhält man

$$c_{f,La/Le} = 0,074 f_{La/Le}^{-0,2} \varphi^{-0,2} Re^{-0,2}, \quad (C.21)$$

wobei  $f_{La/Le}$  einen Faktor darstellt, der die Abhängigkeit von der Geometrie widerspiegelt und sich aus Gleichung C.20 ergibt:

$$f_{La/Le} = \frac{\pi/2}{(t/l)_{La/Le} z_{La/Le} \sin\beta_{La/Le} (1-\nu)}. \quad (C.22)$$

Somit sind alle Größen bekannt, um die Verluste in Lauf- und Leitrad nach Gleichung C.16 berechnet zu können. Um eine Korrelation mit den Messdaten herstellen zu können, ist hierbei ebenfalls zu überprüfen, ob die kritische Reynolds-Zahl überschritten wurde und in diesem Fall  $Re_c$  zu verwenden.

#### Wert von $\delta$

Die Werte für  $\delta$  geben das Verhältnis zwischen den minimalen, berechneten Verlusten und den in dieser Arbeit tatsächlich gemessenen Verlusten wieder (er geht nicht aus Gleichung C.1 hervor, sondern findet dort als Korrekturfaktor Verwendung). Es wird dabei angenommen, dass der Wert von  $\delta$  unabhängig von der Geometrie ist und sich nach

$$\delta = \frac{\psi (1/\eta - 1)}{\psi_{v,th}} \quad (C.23)$$

berechnet. In Tabelle C.2 sind die berechneten Werte des Faktors  $\delta$  für verschiedene Staffelungswinkel und Reynolds-Zahlen dargestellt. Spalte zwei zeigt den Mittelwert für die Staffelungswinkel  $\Delta\beta_s = 0^\circ$  und  $\Delta\beta_s = -6^\circ$ , die exakten Werte für Reynolds-Zahlen  $Re > 0,6 \cdot 10^6$  weichen hiervon durchschnittlich um ca. 0,25 ab (für  $Re = 0,6 \cdot 10^6$  ist die Differenz größer, so dass beide Werte angegeben sind). Die Werte für  $\Delta\beta_s = -12^\circ$  liegen im gesamten Reynolds-Zahl-Bereich deutlich höher, weshalb diese separat in Spalte drei aufgeführt werden. Für alle Winkel zeigt sich dabei eine Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl.

Reynolds-Zahl	$\Delta\beta_s = 0^\circ, \Delta\beta_s = -6^\circ$	$\Delta\beta_s = -12^\circ$
$0,6 \cdot 10^6$	9,7 / 12	17,2
$0,9 \cdot 10^6$	9,4	12,5
$1,1 \cdot 10^6$	9	11,3
$1,3 \cdot 10^6$	8,6	9,9
$1,5 \cdot 10^6$	8,3	9,9
$4,3 \cdot 10^6$	7,8	8,7
$5,4 \cdot 10^6$	7,4	8,2
$>5,4 \cdot 10^6$	6,8	8,0

**Tabelle C.2:** Abhängigkeit des Faktors  $\delta$  von Reynolds-Zahl und Staffelungswinkel

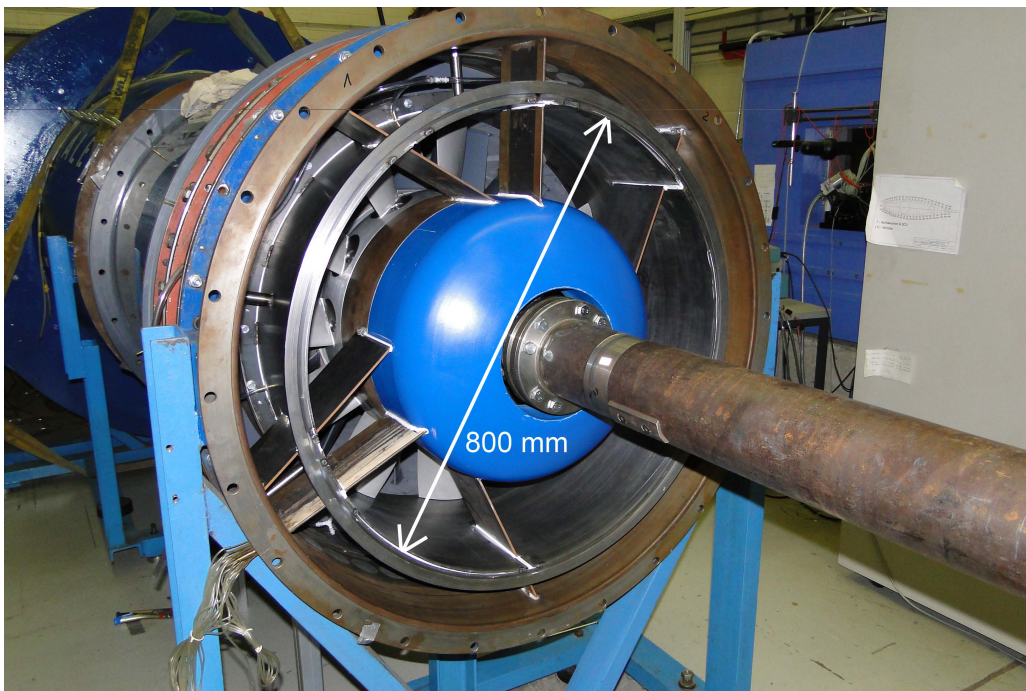
Da die Messgenauigkeit bei den ersten beiden Staffelungswinkeln vor allem im Bereich kleiner Reynolds-Zahlen aufgrund des höheren Volumenstroms und des höheren Moments deutlich besser als beim letztgenannten Winkel ist (vgl. Tab. 5.2), wird ein Wert in Anlehnung der interessierenden Reynolds-Zahl für das Modell nach Tabelle C.2, Spalte zwei empfohlen. Es ist erneut anzunehmen, dass der Einfluss der Reynolds-Zahl mit dem Wert für den Exponenten  $\alpha$  zusammenhängt (vgl. Kap. 7.1).

---

## D Nabenverhältnis

---

Um die vorgestellte Methode in Kap. 7 zu verifizieren, wurde in einem aus Eigenmitteln der Forschungsvereinigung für Luft- und Trocknungstechnik (FLT) e.V. finanzierten Projekt ein dritter Modellventilator (NA) vermessen. Grundlegende Unterschiede lagen in einem geänderten Nabenverhältnis von 0,625 (der Außendurchmesser der MA wurde auf 800 mm verkleinert, Abb. D.1) und einer variablen Schaufelzahl von zwölf beziehungsweise sechs.

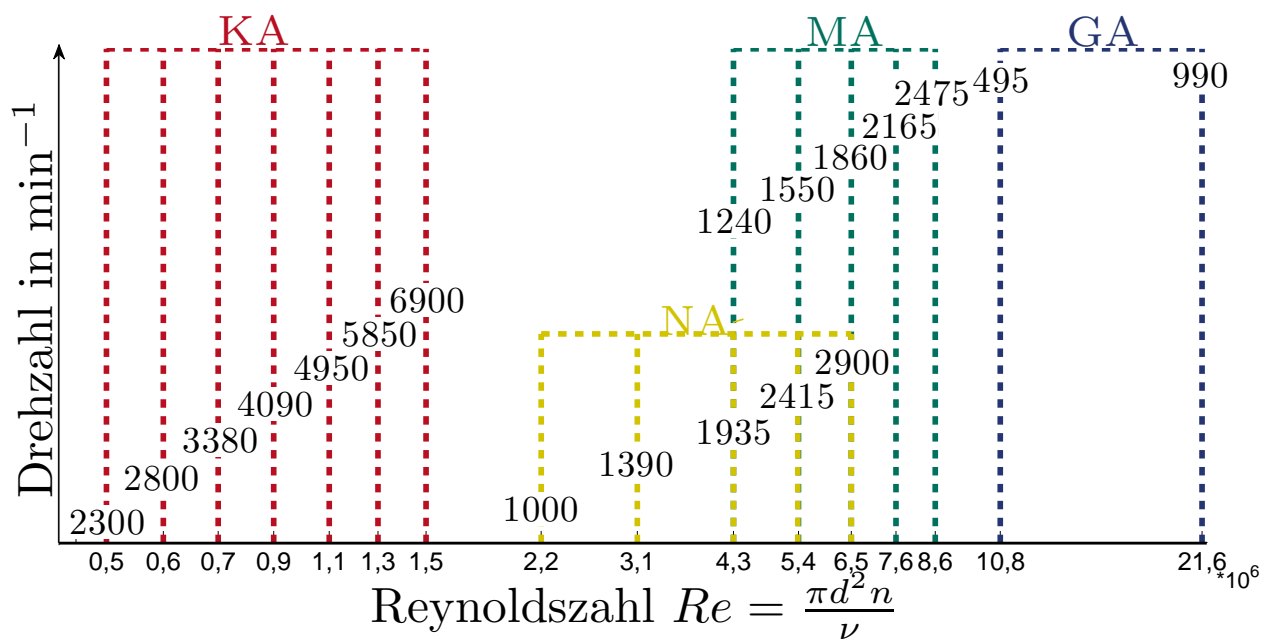


**Abbildung D.1:** Foto der umgebauten Anlage NA

Durch die geänderte Geometrie liegt keine geometrische Ähnlichkeit mit den anderen drei Anlagen mehr vor. Die Daten des neuen Ventilators im Vergleich zu den anderen Ventilatoren finden sich in Tabelle D.1. Der abgedeckte Reynolds-Zahl-Bereich ist in Abbildung D.2 dargestellt.

Name	KA	MA	GA	NA
Durchmesser	250 mm	1000 mm	2500 mm	800 mm
Drehzahl	2800...6900 min <sup>-1</sup>	1240...2475 min <sup>-1</sup>	495; 990 min <sup>-1</sup>	1000...2900 min <sup>-1</sup>
Reynolds-Zahl	0,1...1,5·10 <sup>6</sup>	4,3...8,6·10 <sup>6</sup>	11·10 <sup>6</sup> ; 22·10 <sup>6</sup>	2,2...6,5·10 <sup>6</sup>
Mach-Zahl	0,11...0,27	0,19...0,38	0,19; 0,38	0,12...0,36
$R_z$	9 μm	12 μm	52 μm	7 μm
Spalt absolut	0,25 mm	1 mm	3,3 mm	0,8 mm
Spalt relativ ( $s/d$ )	1‰	1‰	1,3‰	1‰
Nenn-Leistung	4 kW	64 kW	400 kW	100 kW
Schaufelzahl	8	8	8	6; 12
Nabenverhältnis	0,5	0,5	0,5	0,625
geom. ähnlich zu GA	ja	ja	ja	nein

**Tabelle D.1:** Eckdaten von Großausführung und Modellen



**Abbildung D.2:** Abgedeckter Bereich der Reynoldszahl mit entsprechenden Drehzahlen

Die nachfolgenden Ergebnisse stellen einen Auszug aus dem Abschlussbericht des Eigenmittelvorhabens [18] dar. Die Messtechnik und der Versuchsaufbau sind identisch zur in Kapitel 4 beschriebenen mittelgroßen Ausführung MA. Es wurde lediglich eine Verkleinerung des Außendurchmessers vorgenommen (von 1 m auf 0,8 m) und eine neue Nabe konstruiert, um die unterschiedliche Schaufelzahl realisieren zu können.

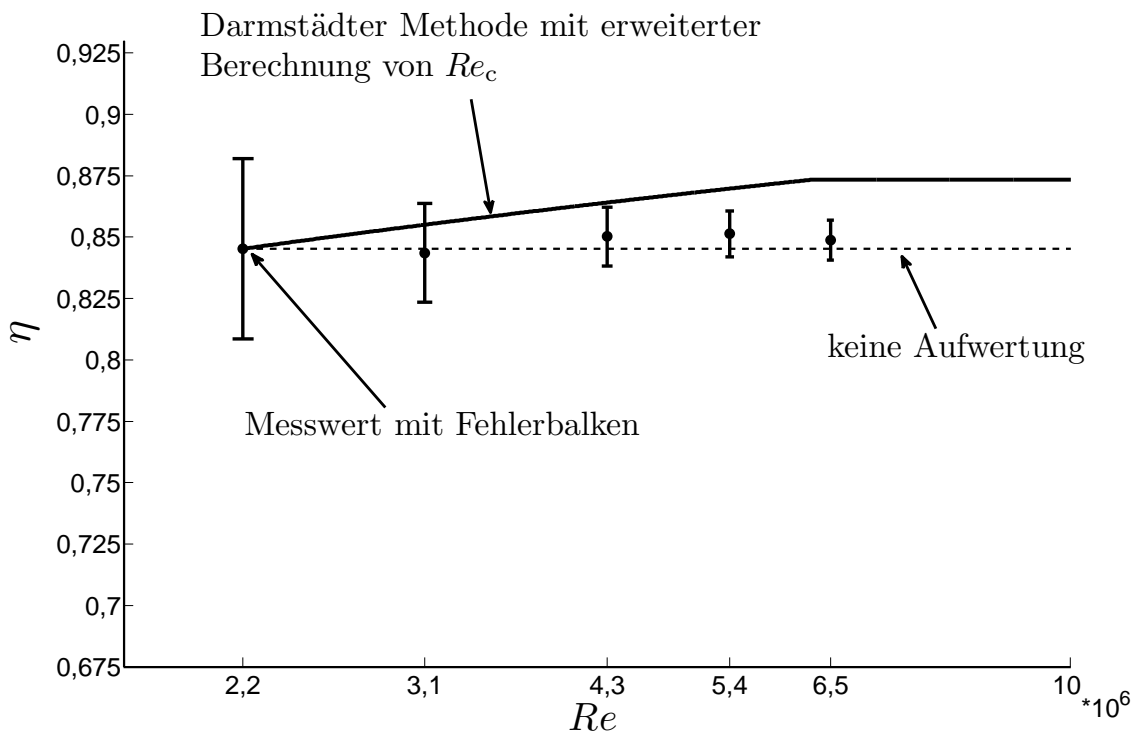


## D.1 Grenz-Reynolds-Zahl

Für eine Schaufelanzahl von  $z = 6$  zeigen die Messergebnisse bei allen Staffelungswinkeln keinen Aufwerteeffekt. Wird die Grenz-Reynolds-Zahl nach Gleichung 7.2 berechnet, so ergibt sich ein Wert von  $Re_n = 12,7 \cdot 10^6$ . Während bei den Anlagen FST-MA und FST-KA die Rauheiten der anderen Stufenkomponenten (Rotorgehäuse, Nachleitrad- und Diffusorgehäuse sowie die Nachleitbeschaufelung) deutlich unterhalb der Rotorrauheit lagen ( $R_z < 5 \mu\text{m}$ ), betrug die Rauheit von Gehäuse und Nabe im Bereich des Nachleitrads und des Diffusors im aktuellen NA-Aufbau  $R_z = 28 \mu\text{m}$ . Da der Großteil der Verluste der Stufe aufgrund der maximalen Geschwindigkeiten innerhalb des Rotors auftritt, ist es sinnvoll die relative Rauheit auf die Sehnenlänge des Rotors zu beziehen. Aufbauend auf den Messergebnissen an der NA ist jedoch eine Mittelung der absoluten Rauheit zielführend. Eine Mittelung von 2/3 Rotorrauheit und 1/3 Mittelwert der restlichen Stufenkomponenten:

$$R_{z,\text{mittel}} = \frac{2R_{z,\text{Rotor}} + R_{z,\text{Rest}}}{3} \quad (\text{D.1})$$

führt im vorliegenden Fall zu einem  $R_{z,\text{mittel}} \approx 14 \mu\text{m}$ , während sich die für die vorgenannten Anlagen der  $R_z$ -Wert nur unwesentlich verändert. Mit der neuen relativen Rauheit ergibt sich eine Grenz-Reynolds-Zahl von  $Re_n = 6,4 \cdot 10^6$  womit die Vorhersage innerhalb des tolerierbaren Bereichs liegt (s. Abb. D.3).

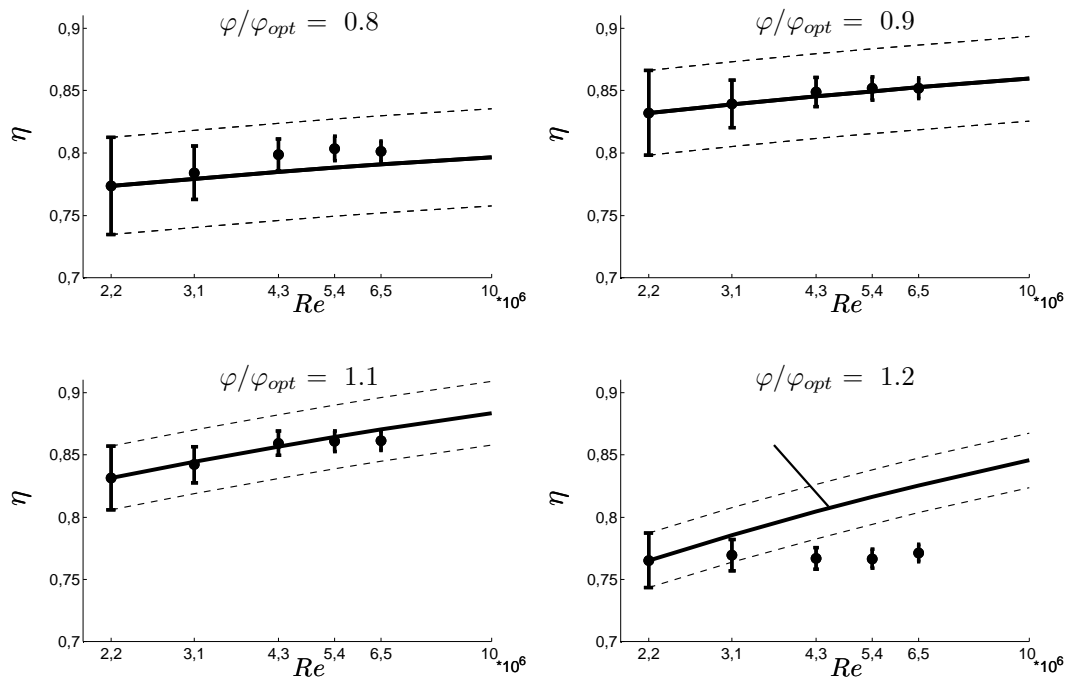


**Abbildung D.3:** Vergleich zwischen gemessenen und mittels Darmstädter Methode unter Berechnung der Grenz-Reynolds-Zahl nach Gl. D.1 vorausgesagter Wirkungsgrad für  $\Delta\beta_s = -6^\circ$  und  $z = 6$

Für eine Schaufelanzahl von  $z = 12$  ergibt sich unter Verwendung der Grenz-Reynolds-Zahl nach Gleichung D.1 ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung des vorhergesagten Wirkungsgrads mit den Messergebnissen im Bereich des Optimums und der Teillast (siehe nachfolgendes Kapitel).

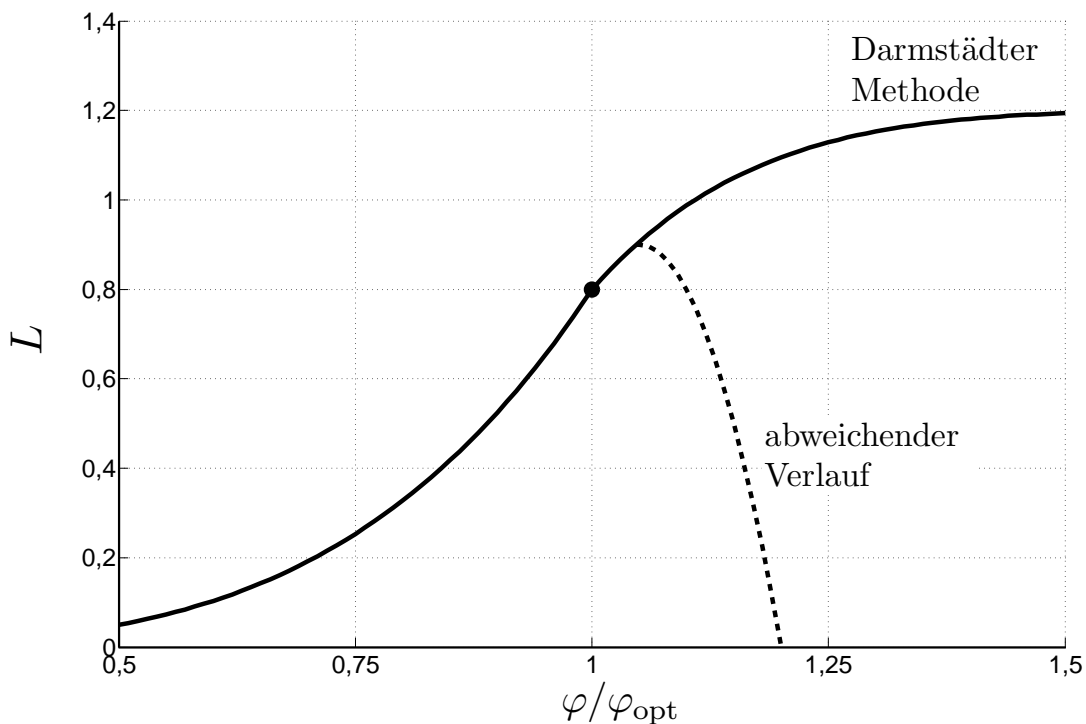
## D.2 Lastfaktor

Im Überlastbereich traten bei einer Schaufelzahl von  $z = 12$  erhebliche Unterschiede zwischen gemessenen und vorhergesagtem Wirkungsgrad auf (Abbildung D.4). Ergebnisse aus der Praxis [21] in denen Modellmessungen und Abnahmemessungen an unterschiedlichen Großventilatoren mit der Vorhersage nach der Darmstädter Methode verglichen wurden, ergeben das gleiche Bild. Auch hier ergab sich im Überlastbereich teilweise - jedoch nicht immer - eine deutliche Abweichung zwischen Vorhersage und Messwerten. Diese konnten jedoch auf keinen einzelnen Parameter wie die Schaufelzahl oder das Nabenverhältnis zurückgeführt werden. Den Vergleich der unterschiedlichen Ergebnisse für den Lastfaktor  $L$  zeigt D.5. Während bis  $\varphi/\varphi_{opt} \approx 1.05$  die gleichen Werte für  $L$  gelten, nimmt der Lastfaktor danach einen deutlich anderen Verlauf an und besitzt ab einem Wert von  $\varphi/\varphi_{opt} = 1.2$  einen konstanten Wert von Null.



**Abbildung D.4:** Wert des Lastfaktors  $L$  nach der Darmstädter Methode und abweichender Verlauf im Überlastbereich

Da der abweichende Verlauf im Gegensatz zum theoretischen Verlauf nach 2.7 steht, muss einer der drei maßgeblichen Verluste von der Theorie abweichen. Da die aufwertbaren Reibungsverluste bei Überlast ihren Einfluss verlieren, müssen folglich die nichtaufwertbaren Verluste zunehmen. Da der Spaltverlust bei Überlast aufgrund geringerer Druckunterschiede zwischen Saug- und Druckseite kleiner werden muss, folgt eine Zunahme der Inzidenzverluste bzw. ein dritter nichtaufwertbarer Verlustanteil wie ein größeres Ablösegebiet. Messungen mittels Fünflochsonden am Leitrad zeigten keine Ablösung am Austritt, jedoch ergab sich bei Überlast eine deutliche Abweichung des Zuströmwinkels von der inzidenzfreien Zuströmung im Vergleich zum Optimum. Bei MA und KA wurden nur sieben Leitrad-schaufeln verwendet, bei der NA erhöhte sich die Anzahl der Schaufeln auf 13. Da der



**Abbildung D.5:** Vergleich von gemessenen und mittels Darmstädter Methode vorhergesagten Wirkungsgraden für  $\Delta\beta_s = -6^\circ$  und  $z = 12$

Stoßverlust nur an der Schaufelvorderkante auftritt und somit die Schaufelzahl von entscheidender Bedeutung ist, könnte hier die Ursache des abweichenden Verlaufes des Lastfaktors liegen.

Auch eine Ablösung am Laufrad könnte ursächlich für den abweichenden Verlauf des Lastfaktors sein. Diese wäre dann abhängig von der Profilform, was erklärt, warum bei den Ergebnissen aus der Praxis [21] keine Zuordnung zur Schaufelzahl oder Nabenverhältnis möglich war. Zwar ist das Profil von MA und KA identisch zur NA, jedoch wurde die Schaufelhöhe von 250 mm auf 150 mm von außen abgedreht. Nimmt man nun eine Ablösezone gleicher Größe im Nabenbereich an, so würde diese bei der NA relativ einen deutlich größeren Einfluss ausüben, wohingegen bei MA und KA der weit größere Bereich der Schaufel nicht von der Ablösung beeinflusst wäre.

### D.3 Fazit

Die Darmstädter Methode erzielt bei Teillast und im Optimum eine sehr gute Vorhersagegenauigkeit. Für den Überlastbetrieb  $\varphi/\varphi_{\text{opt}} > 1.05$  ist keine eindeutige Aussage möglich. Hier sind weitere Untersuchungen unerlässlich. Für den Fall einer höheren Rauheit der Stufenkomponenten Gehäuse, Nabe und Leitrad im Vergleich zum Rotor, empfiehlt sich eine Mittelung der Rauheit nach der vorgeschlagenen Berechnungsvorschrift.